



TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SUDUT
MASUK *IMPELLER BACKWARD* 6 SUDU
TERHADAP KARAKTERISTIK POMPA
SENTRIFUGAL FM 50**

GERALD FAISAL RAMADHAN LUBIS

NRP 2111 100 159

Dosen Pembimbing

Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., Ph.D

JURUSAN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM 141585

**EXPERIMENTAL STUDY ON EFFECT OF
INLET ANGLE ON 6 VANES BACKWARD
IMPELLER TO THE CHARACTERISTIC OF
FM 50 CENTRIFUGAL PUMP**

GERALD FAISAL RAMADHAN LUBIS

NRP 2111 100 159

Academic Supervisor

Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., Ph.D

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

Faculty of Industrial Technology

Sepuluh Nopember Institute of Technology




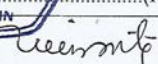
Surabaya 2015

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *INLET ANGLE*
IMPELLER BACKWARD 6 SUDU TERHADAP
 KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL FM 50**

TUGAS AKHIR

Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat
 Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
 pada
 Bidang Studi Konversi Energi
 Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
 Fakultas Teknologi Industri
 Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh
GERALD FAISAL RAMADHAN LUBIS
NRP. 2111 100 159

<u>Vivien Suphandani, ST, M.Eng, Ph.D</u> (NIP.198105292003122001)	(Pembimbing)
<u>Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, Ph.D</u> (NIP. 196412281990031002)	(Penguji I)
<u>Nur Ikhwan, ST, M.Eng</u> (NIP. 196709151995121001)	(Penguji II)
<u>Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT</u> (NIP.196202161995121001)	(Penguji III)

SURABAYA
Juli 2015

STUDI PENGARUH INLET ANGLE IMPELLER BACKWARD 6 SUDU TERHADAP KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL FM 50

Nama Mahasiswa	: Gerald Faisal Ramadhan L
NRP	: 2111 100 159
Jurusan	: Teknik Mesin
Dosen Pembimbing	: Vivien Suphandani Djanali, ST., M.Eng., Ph.D.

Abstrak

Pompa adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat lainnya. Prinsip dasar dari cara kerja pompa adalah dengan memanfaatkan perbedaan tekanan pada pipa hisap dan pipa tekan. Sistem perpompaan hampir selalu digunakan pada setiap aspek kehidupan modern baik pada perkantoran, perumahan, maupun perindustrian. Penggunaan dari pompa sangat beragam tergantung dari kebutuhan penggunaannya.

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh sudut masuk impeller (β_1) pompa baru terhadap head pompa sentrifugal serta bagaimana menggambarkan kurva karakteristik dari pompa sentrifugal untuk masing-masing impeller dengan besar sudut masuk tertentu. Pompa sentrifugal dalam penelitian ini memiliki impeller asli yaitu impeller backward dengan sudut masuk 20° , sudut keluar 10° , dan jumlah sudu 6 buah yang nantinya akan dibandingkan dengan 4 buah impeller baru yang mempunyai sudut masuk masing-masing 10° , 15° , 25° dan 30° . Variasi debit pada penelitian ini yaitu dari 0.1 l/s sampai debit maksimal dengan kenaikan 0.15l/s, sedangkan variasi kecepatan yang digunakan yaitu 750 rpm, 900 rpm, 1050 rpm, 1200 rpm dan 1350 rpm. Penelitian ini menggunakan 2 metode,

yaitu eksperimen dengan mengambil data langsung dari alat uji, dan perhitungan teoritis dengan rumus yang sudah ada.

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah walaupun secara teori nilai β_1 suatu impeller tidak berpengaruh terhadap performa pompa, tetapi karena sirkulasi pada impeller menyebabkan performa pompa berubah. Dari hasil penelitian didapatkan bahwa semakin besar nilai β_1 , head dan daya hidraulis pompa akan meningkat. Debit pompa juga meningkat, tetapi sangat kecil. Sebaliknya semakin besar β_1 , semakin kecil efisiensi pompa yang dihasilkan.

Kata kunci: Pompa sentrifugal, sudut masuk, impeller backward.

EXPERIMENTAL STUDY ON EFFECT OF INLET ANGLE ON 6 VANES BACKWARD IMPELLER TO THE CHARACTERISTIC OF FM 50 CENTRIFUGAL PUMP

Student Name	: Gerald Faisal Ramadhan L
Student ID	: 2111 100 159
Departement	: Teknik Mesin
Academic Supervisor	: Vivien Suphandani Djanali, ST., M.Eng., Ph.D.

Abstract

Pump is a machine that use to move the fluid from a place into another place. The pump works by using the pressure difference between the suction dan discharge. Nearly all of the aspect of modern living using pump system just like the housing, industrial, and offices. The using of the pump is so vary depends of what it needs.

The goal of this research are to know the effect of pump impeller inlet angle (β_1) to the Head of centrifugal pump and alsoknow how to draw the characteristic curve of the centrifugal pump for each impeller with certain inlet angle. The centrifugal pump that is used in this research has its original impeller, which is a backward impeller with 20° inlet angle, 10° outlet angle, and has 6 vanes, which will be tested and compared with 4 new impeller with inlet angle 10° , 15° , 25° , and 30° . The variation of the flow rate in this research is 0,1 l/s to its maximum flow rate, with the changes 0,15 l/s, and the variation of pump speed is 750 rpm, 900 rpm, 1050 rpm, 1200 rpm, and 1350 rpm. This research has 2 methods: experiment, which is the data was collectd directly from the pump, and theoritical analysis with existing formula.

The result of this research is even in theory β_1 in impeller didn't affected to pump performance, but because of the circulation in the impeller, the performance become different. From this researc we can conclude that the bigger β_1 in the impeller, the Head ang the hydraulic power will increase. The flow rate will increase as well, but just a little bit. The opposite, the bigger β_1 in the impeller, the efficiency become smaller.

Key words: Centrifugal pump, inlet angle, backward impeller.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah SWT atas rahmat serta hidayah-Nya saya dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir yang berjudul

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *INLET ANGLE* *IMPELLER BACKWARD* 6 SUDU TERHADAP KARALTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL FM 50.

Tugas Akhir ini merupakan bagian dari kurikulum Jurusan Teknik Mesin ITS, yang harus ditempuh oleh mahasiswa. Penulis menghaturkan terimakasih atas terselesaikannya laporan Tugas Akhir ini kepada:

1. Orang tua beserta keluarga yang telah memberikan dukungan moral maupun materi.
2. Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., Ph.D, selaku Dosen Pembimbing Laporan Tugas Akhir. Terimakasih atas bimbingannya dan waktunya dalam membimbing penulis dalam menyelesaikan tugas akhir.
3. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D, Nur Ikhwan, S.T., MT, dan Dr., Ir., Heru Mirmanto, M.T, selaku dosen penguji tugas akhir. Terima kasih atas saran dan kritik dalam penulisan tugas akhir.
4. Prof., Dr., Ir., Djatmiko Ichsani, M.Eng. dan Yohanes, ST., M.Sc. selaku dosen wali penulis. Terimakasih atas bimbingan dan motivasi yang diberikan setiap perwalian.
5. Ir. Bambang Pramujati, MSc, Ph.D selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI ITS.
6. Bapak Nur Rochman dan Bapak Sutrisno terimakasih atas nasihat dan bantuannya dalam pembuatan alat pada Tugas Akhir penulis.
7. Teman-teman Laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida Teknik Mesin ITS, terima kasih atas segala dukungannya.

8. Teman-teman Teknik Mesin ITS, yang tidak bisa saya sebutkan satu persatu, terimakasih atas segala dukungannya.

Penulis menyadari bahwa terdapat kekurangan dalam penyusunan laporan ini. Oleh karena itu saran dan kritik yang bersifat membangun sangat diharapkan. Akhir kata, semoga laporan ini dapat bermanfaat sebagai wacana bagi mahasiswa Teknik Mesin-ITS.

Surabaya, Juli 2015
Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II DASAR TEORI	5
2.1 Pengertian Pompa	5
2.2 Klasifikasi Pompa	5
2.3 Pompa Sentrifugal.....	7
2.4 <i>Impeller</i> Pompa.....	7
2.4.1 Klasifikasi <i>impeller</i>	8
2.4.2 Segitiga kecepatan <i>impeller</i>	9
2.5 <i>Head</i> Pompa.....	10
2.6 <i>Head</i> Efektif Pompa.....	12
2.7 Kerugian Sirkulasi pada <i>Inlet</i> Pompa.....	13
2.8 Kecepatan Spesifik Pompa.....	14
2.9 Efisiensi.....	16
2.9.1 Efisiensi hidraulik.....	16
2.9.2 Efisiensi volumetrik.....	18
2.9.3 Efisiensi mekanikal.....	17
2.9.4 Efisiensi <i>overall</i> pompa	17
2.10 Analisis Tanpa Dimensi	18
2.11 Karakteristik Pompa Sentrifugal	18
2.12 Penelitian Terdahulu	19

BAB III METODE PENELITIAN	29
3.1 Metode Penelitian	29
3.1.1 Studi literatur	29
3.1.2 Peninjauan Alat.....	29
3.2 Prosedur Penelitian	33
3.2.1 Langkah-langkah penelitian.....	33
3.2.2 Tampilan muka <i>software</i> FM 50 Centrifugal Pump	34
3.2.3 Pengolahan Data	35
3.3 <i>Flowchart</i>	36
3.3.1 <i>Flowchart</i> penelitian.....	36
3.3.2 <i>Flowchart</i> eksperimen mencari karakteristik utama....	38
3.3.3 <i>Flowchart</i> eksperimen mencari karakteristik kerja.....	40
3.3.4 <i>Flowchart</i> perhitungan teoritis.....	42
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	45
4.1 Analisis Berdasarkan Eksperimen	45
4.1.1 Analisis grafik karakteristik kerja antara koefisien <i>Head</i> dengan koefisien debit.....	45
4.1.2 Analisis grafik karakteristik utama antara <i>Head</i> dengan kacepatan putaran	46
4.1.3 Analisis grafik karakteristik utama antara debit maksimal dengan kecepatan putaran.....	49
4.1.4 Analisis grafik karakteristik kerja antara efisiensi Dengan debit	51
4.1.5 Analisis grafik karakteristik utama antara daya Hidraulis dengan kecepatan putaran	52
4.2 Analisis Berdasarkan Perhitungan Teoritis.....	53
4.2.1 Analisis segitiga kecepatan dengan variasi sudut Masuk (β_1).....	53
4.2.2 Analisis debit teoritis dengan variasi β_1	55
4.2.3 Analisis daya teoritis dengan variasi β_1	56
4.3 Analisis <i>Head</i> Teoritis	58
4.3.1 Analisis <i>Head</i> teoritis variasi debit dan Kecepatan putaran.....	58
4.3.2 Analisis <i>Head</i> teoritis akibat kerugian sirkulasi Pada <i>impeller</i>	60

4.4 Perbandingan Hasil Studi.....	65
4.4.1 Perbandingan nilai <i>Head</i>	65
4.4.1.1 Perbandingan nilai <i>Head</i> dengan variasi debit.....	65
4.4.1.2 Perbandingan nilai <i>Head</i> dengan variasi kecepatan..	69
4.4.2 Perbandingan nilai debit maksimum.....	70
4.4.2 Perbandingan nilai daya hidraulis	71
BAB V PENUTUP	72
5.1 Kesimpulan	73
5.2 Saran	74
DAFTAR PUSTAKA	75

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Variasi nilai efisiensi hidraulik terhadap Kecepatan spesifik	16
Tabel 2.2 Variasi efisiensi volumetrik terhadap kecepatan Spesifik.....	17
Tabel 2.3 Tabel dimensi <i>impeller</i> uji.....	20
Tabel 2.4 Spesifikasi Pompa	23
Tabel 2.5 Spesifikasi <i>impeller existing</i>	23
Tabel 2.6 Dimensi sudut <i>impeller</i>	23
Tabel 2.7 Sudut optimum	24

(Hakaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Gambaran umum instalasi pompa	5
Gambar 2.2	Klasifikasi pompa	6
Gambar 2.3	Pompa sentrifugal	7
Gambar 2.4	<i>Impeller</i> pompa	8
Gambar 2.5	Arah kecepatan aliran di <i>impeller</i>	9
Gambar 2.6	Segitiga kecepatan <i>impeller</i> (a) <i>inlet</i> (b) <i>outlet</i>	10
Gambar 2.7	Segitiga kecepatan <i>inlet</i>	11
Gambar 2.8	Instalasi pompa dengan manometer	
	Pengukur tekanan	12
Gambar 2.9	Sirkulasi pada <i>impeller</i>	13
Gambar 2.10	Segitiga kecepatan <i>inlet</i> akibat sirkulasi	14
Gambar 2.11	Tipe <i>impeller</i> berdasarkan kecepatan	
	Spesifik	15
Gambar 2.12	Kurva karakteristik utama	19
Gambar 2.13	Kurva karakteristik kerja	19
Gambar 2.14	Gambar <i>impeller</i> uji	20
Gambar 2.15	<i>Head coefficient</i> , <i>torque coefficient</i> , dan	
	<i>Efficiency</i> terhadap <i>flow coefficient</i>	21
Gambar 2.16	Grafik <i>Head coefficient</i> yang dihasilkan	
	Aktual dan teoritis terhadap <i>flow coefficient</i>	22
Gambar 2.17	Grafik efisiensi terhadap <i>flow coefficient</i>	22
Gambar 2.18	Grafik <i>Head</i> terhadap debit	24
Gambar 2.19	Grafik efisiensi terhadap debit	24
Gambar 2.20	Kontur tekanan <i>impeller</i>	25
Gambar 2.21	Kontur kecepatan <i>impeller</i>	25
Gambar 2.22	Grafik <i>impeller</i> tebal sudu <i>inlet</i> dan <i>impeller</i>	
	Tebal sudu <i>outlet</i>	26
Gambar 2.23	Grafik jumlah sudu dan <i>blade angular</i>	
	<i>Extension</i>	27

Gambar 3.1 Armfleid Inc. Centrifugal Pump.....	29
Gambar 3.2 Bagian-bagian instalasi pompa.....	30
Gambar 3.3 <i>Impeller backward</i>	31
Gambar 3.4 <i>Impeller</i> dengan <i>inlet angle</i> 10°	31
Gambar 3.5 <i>Impeller</i> dengan <i>inlet angle</i> 15°	31
Gambar 3.6 <i>Impeller</i> dengan <i>inlet angle</i> 20°	32
Gambar 3.7 <i>Impeller</i> dengan <i>inlet angle</i> 25°	32
Gambar 3.8 <i>Impeller</i> dengan <i>inlet angle</i> 30°	32
Gambar 4.1 Grafik koefisien <i>Head</i> dengan koefisien Debit pada kecepatan 1050 variasi β_1	45
Gambar 4.2 Grafik <i>Head</i> dengan kecepatan putaran Variasi b_1	47
Gambar 4.3 Grafik koefisien <i>Head</i> dengan kecepatan Putaran variasi β_1	47
Gambar 4.4 Grafik koefisien debit dengan kecepatan Putaran variasi β_1	49
Gambar 4.5 Grafik debit dengan kecepatan putaran Variasi β_1	50
Gambar 4.6 Grafik efisiensi dengan debit variasi β_1	51
Gambar 4.7 Grafik koefisien daya hidraulis dengan Koefisien debit variasi β_1	52
Gambar 4.8 Segitiga kecepatan <i>inlet</i> variasi β_1	54
Gambar 4.9 Segitiga kecepatan <i>inlet</i> variasi kecepatan Putaran.....	54
Gambar 4.10 Grafik debit maksimal teoritis dengan Kecepatan putaran variasi β_1	55
Gambar 4.11 Grafik koefisien daya hidraulis teoritis Koefisien debit variasi β_1	56
Gambar 4.12 Grafik koefisien $H_{t\infty}$ dengan koefisien Koefisien debit variasi β_1	58

Gambar 4.13 Grafik $H_{t\infty}$ dengan kecepatan putaran	
Variasi β_1	59
Gambar 4.15 Grafik ΔW_{u_1} dengan kecepatan putaran	
Variasi β_1	61
Gambar 4.16 Grafik <i>Head loss</i> dengan kecepatan	
Putaran variasi β_1	62
Gambar 4.17 Grafik <i>Head</i> teoritis dengan kecepatan	
Putaran variasi β_1	63
Gambar 4.18 Grafik ΔW_{u_1} dengan debit variasi β_1	64
Gambar 4.19 Grafik <i>Head</i> teoritis dengan debit variasi β_1	64
Gambar 4.20 Grafik perbandingan koefisien <i>Head</i> dengan	
Koefisien debit β_1 20°	65
Gambar 4.21 Grafik perbandingan koefisien <i>Head</i>	
Dengan koefisien debit β_1 20°	67
Gambar 4.22 Grafik perbandingan <i>Head</i> dengan kecepatan	
Putaran masing-masing <i>impeller</i>	69
Gambar 4.23 Grafik perbandingan debit dengan kecepatan	
Putaran masing-masing <i>impeller</i>	70
Gambar 4.24 Grafik perbandingan daya hidraulis dengan	
Koefisien debit	72

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pompa adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat lainnya. Prinsip dasar dari cara kerja pompa adalah dengan memanfaatkan perbedaan tekanan pada pipa hisap dan pipa tekan. Sistem perpompaan hampir selalu digunakan pada setiap aspek kehidupan modern baik pada perkantoran, perumahan, maupun perindustrian, penggunaan dari pompa sangat beragam tergantung dari kebutuhan penggunaannya.

Pada Tahun 1957 Acosta dan Bowerman melakukan percobaan secara eksperimen dengan membuat 4 *impeller* dengan sudut masuk yang divariasikan dengan sudut keluar yang konstan. Percobaan dilakukan untuk mengetahui pengaruh sudut masuk *impeller* terhadap *head* dan efisiensi pompa. Hasil yang didapat adalah semakin kecil sudut masuk pompa maka debit untuk efisiensi maksimal semakin kecil dengan *range* efisiensi maksimal yang semakin besar, sedangkan semakin besar sudut masuk, *head* yang dihasilkan akan sedikit membesar dan debit juga akan membesar. Pada tahun 2010, Manivannan melakukan percobaan dengan secara numerik dengan membuat 3 model *impeller* dengan sudut masuk dan keluar yang divariasikan yang kemudian hasilnya akan dibandingkan dengan *impeller existing* dari pompa yang sudah ada.. Hasil yang didapat adalah bahwa semakin kecil sudut masuk dan semakin besar sudut keluar, *head* dan efisiensi dari pompa akan semakin baik. Pada tahun 2012, Sanda dan Daniela melakukan penelitian tentang pengaruh sudut masuk *impeller* terhadap geometri dan efisiensi dari pompa. Hasil yang didapat adalah saat sudut masuk diperkecil, tebal sudu juga akan mengecil, sedangkan jika sudut masuk diperbesar, jumlah sudu pada *impeller* akan bertambah. Wicaksono (2014) melakukan percobaan pengaruh *trimming impeller* terhadap



Tugas Akhir Konversi Energi

performa pompa sentrifugal menggunakan alat Armfield FM50 Centrifugal Pump. Percobaan ini dilakukan dengan mengurangi diameter luar *impeller* sebesar 5% sebanyak 4 kali.

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh sudut masuk *impeller* terhadap *head* dan efisiensi. Penelitian ini dilakukan dengan membandingkan *head* dan efisiensi *impeller* bawaan yaitu *impeller backward* dengan sudut masuk (β_1) 20° dengan 4 buah *impeller* dengan sudut masuk masing-masing yaitu 30° , 25° , 15° , dan 10° . Sedangkan untuk sudut keluar (β_2) sama untuk masing-masing *impeller* yaitu 10° . Penelitian ini dilakukan dengan 5 variasi kecepatan yaitu 750 rpm, 900 rpm, 1050 rpm, 1200 rpm, dan 1350 rpm. Variasi debit yang digunakan pada penelitian ini yaitu dari 0.1 l/s sampai debit maksimal dengan kenaikan 0.15 l/s.

Hasil yang diharapkan dari penelitian ini adalah didapatkannya nilai BEP (*Best Efficiency Point*) dari masing-masing *impeller* dengan menggunakan kurva karakteristik utama dan kerja dari masing-masing *impeller*. Nilai BEP didapat dari kurva karakteristik pompa yang dibentuk dari pengeplotan data-data yang didapat dari hasil eksperimen. Dari kurva karakteristik itu juga diharapkan didapatkan nilai *head* masing-masing *impeller* pada kecepatan tertentu untuk mengetahui pengaruh sudut masuk (β_1) terhadap performa pompa sentrifugal.

Dari penelitian ini juga diharapkan memberikan manfaat berupa pengetahuan akan pengaruh dari geometri *impeller* yaitu sudut masuknya terhadap performa dari pompa sentrifugal. Performa yang ditinjau dari penelitian ini yaitu nilai BEP dari pompa. Selain itu juga diharapkan agar mampu menggambarkan kurva karakteristik pompa dari data-data hasil percobaan.

1.2 Rumusan Masalah

Analisis dari pengujian pengaruh sudut masuk *impeller backward* pada pompa sentrifugal dilakukan dengan 2 metode, yaitu secara perhitungan analitis dan eksperimen. Metode perhitungan analitis dilakukan dengan cara menganalisis bentuk



Tugas Akhir Konversi Energi

segitiga kecepatan dari masing masing-masing *impeller* dan perhitungan *head* teoritis, sedangkan metode eksperimen dilakukan dengan pengambilan data menggunakan alat uji. Rumusan masalah dari pengujian ini sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh sudut masuk terhadap *Head* dan efisiensi pompa ?
2. Bagaimana menggambarkan kurva karakteristik pompa serta menentukan BEP (*Best Efficiency Point*)?
3. Bagaimana perbandingan hasil analisis secara perhitungan teoritis dengan eksperimen ?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dari pengujian ini adalah :

1. Aliran di dalam pipa diasumsikan dalam kondisi *steady flow* dan *incompressible*.
2. Fluida yang digunakan adalah air.
3. *Impeller* yang digunakan adalah *impeller backward* dengan jumlah sudu 6 buah dan berbentuk *single curvature*.
4. Efek kavitasi pada pompa diabaikan.
5. Alat yang digunakan pada penelitian ini adalah Armfield Inc. FM 50 Centrifugal Pump.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang dapat disimpulkan dari pengujian ini antara lain :

1. Mengetahui pengaruh sudut masuk *impeller* terhadap performa pompa sentrifugal.
2. Menggambarkan kurva karakteristik utama dan kerja pompa serta menentukan BEP pompa pada kondisi operasi tertentu.
3. Mengetahui perbandingan analisis secara perhitungan teoritis dan eksperimen.



Tugas Akhir Konversi Energi

1.5 Manfaat Penelitian

Dari pengujian ini diharapkan dapat memberikan manfaat berupa :

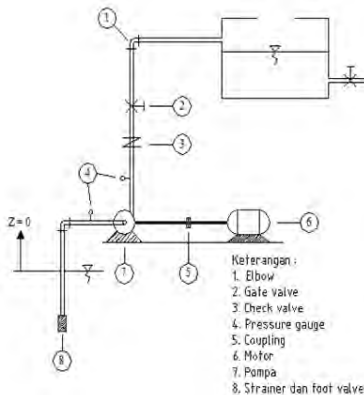
1. Mampu mengetahui pengaruh sudut masuk *impeller* pada pompa sentrifugal terhadap performa pompa.
2. Menambah pengetahuan penulis dalam memahami teori pompa seperti kurva karakteristik, titik kerja pompa, dan penentuan nilai BEP.



BAB II DASAR TEORI

2.1 Pengertian Pompa

Pompa adalah suatu alat yang berfungsi untuk memindahkan zat cair dari suatu tempat ke tempat lainnya. Zat cair tersebut contohnya adalah air, oli, atau minyak pelumas, dan lain sebagainya. Pada dasarnya pompa bekerja berdasarkan perbedaan tekanan antara pipa hisap dengan pipa tekan. Pada pompa terjadi perpindahan energi mekanik dari putaran motor ke aliran fluida. Gambar 2.1 menunjukkan instalasi pompa dimana pompa dapat memindahkan fluida ke ketinggian yang berbeda, baik dari permukaan rendah ke permukaan tinggi, maupun dari permukaan tinggi ke permukaan rendah.



Gambar 2.1 Gambaran umum instalasi pompa

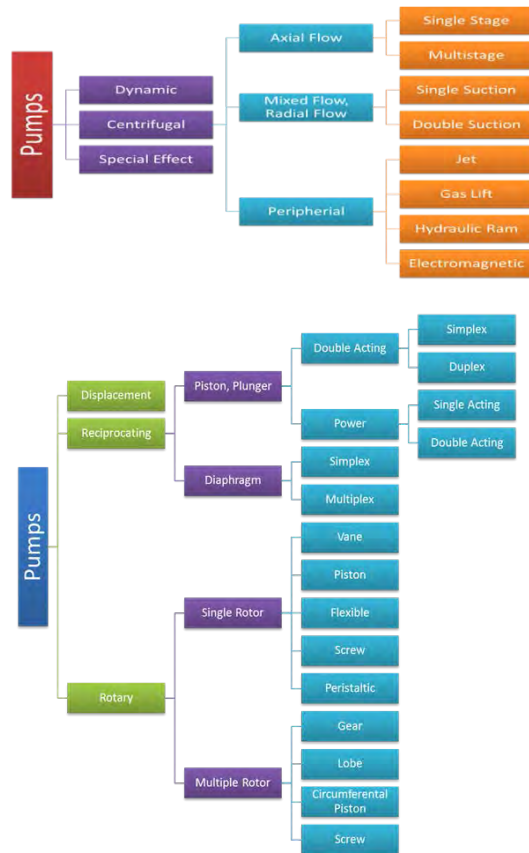
2.2 Klasifikasi Pompa

Pada umumnya klasifikasi pompa dikategorikan menjadi dua, yaitu *dynamic* dan *displacement*. Pompa *dynamic* adalah dimana energi secara terus menerus diberikan untuk menaikkan kecepatan fluida hingga lebih besar daripada sisi *discharge* kemudian kecepatan fluida direduksi untuk menghasilkan kenaikan tekan. Sedangkan pompa *displacement*



Tugas Akhir Konversi Energi

adalah dimana energi secara periodik diberikan ke fluida dengan memberikan gaya ke fluida pada volume tertentu sehingga menghasilkan kenaikan tekanan yang cukup tinggi untuk mengalirkan fluida melewati katup. Gambar 2.2 merupakan bagan klasifikasi pompa.

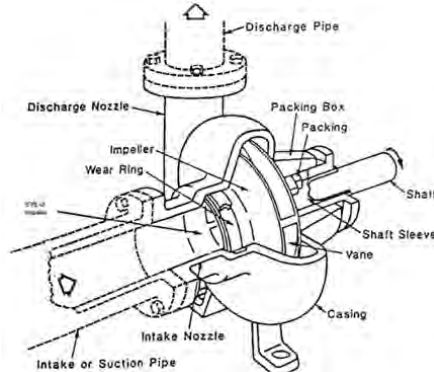


Gambar 2.2 Klasifikasi pompa (Wicaksono, 2014)



2.3 Pompa Sentrifugal

Pompa Sentrifugal adalah pompa yang sangat sering digunakan pada berbagai proses di pabrik. Hampir semua pompa yang beroperasi di pabrik merupakan pompa sentrifugal. Gambar 2.3 menunjukkan gambar dan bagian dari pompa sentrifugal dimana pompa ini bekerja dengan memanfaatkan perbedaan tekanan antara pipa hisap (*suction*) dengan pipa tekan (*discharge*). Perbedaan tekanan tersebut terjadi akibat putaran *impeller* yang mengakibatkan gaya sentrifugal. Aliran Fluida yang masuk dengan arah aksial dan keluar dengan arah radial. Fluida yang masuk pompa dihempaskan oleh gaya sentrifugal dari putaran *impeller* menuju *volute* pompa. *Volute* adalah bagian stasioner (tidak bergerak) yang mengubah energi kinetik menjadi energi tekanan. Hal tersebut membuat fluida bisa mengalir ke bagian *discharge* pompa. Sejumlah massa fluida yang keluar meninggalkan pompa dan membuat pompa menjadi vakum, sehingga membuat fluida yang ada pada bagian sisi pipa hisap menjadi terhisap ke dalam pompa.



Gambar 2.3 Pompa sentrifugal

2.4 *Impeller* Pompa

Impeller adalah sebuah rotor yang mempunyai sudu dan dipasang pada poros pompa. *Impeller* mentransfer energi dari



Tugas Akhir Konversi Energi

putaran motor menjadi pergerakan fluida. Putaran dari *impeller* ini akan menyebabkan aliran berputar dan gerakan aliran akan mengikuti *impeller* dan keluar dengan kecepatan yang besar. Pada *impeller* juga terjadi *Head* atau tekanan dan kecepatan aliran akan bertambah besar. Gambar 2.4 menunjukkan contoh *impeller* pompa sentrifugal.



Gambar 2.4 *Impeller* pompa

Kecepatan aliran yang keluar dari pompa akan berubah menjadi suatu tekanan yang biasa disebut *Head* pompa. *Head* pompa ini digunakan untuk menghitung besarnya kapasitas pompa yang dibutuhkan untuk melawan *Head pipeline* akibat dari profil dan kekasaran dari pipa yang digunakan. Jika *Head* pompa lebih kecil dari *Head pipeline*, maka aliran fluida tidak akan pernah mencapai tujuan yang diharapkan

2.4.1 Klasifikasi *impeller*

Ada beberapa klasifikasi yang umum digunakan untuk membedakan *impeller*, yaitu berdasarkan arah sudunya, berdasarkan arah aliran yang melewati *impeller*, dan berdasarkan konstruksi dari *impeller*. Klasifikasi berdasarkan arah sudunya yaitu:

1. *Radial flow impeller*, yaitu *impeller* yang membuat aliran fluida yang keluar tegak lurus poros pompa (arah radial).



Tugas Akhir Konversi Energi

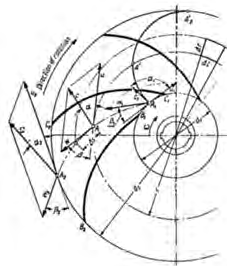
2. *Mixed flow impeller*, yaitu *impeller* yang membuat aliran fluida di dalam pompa waktu meninggalkan *impeller* akan bergerak sepanjang permukaan kerucut (miring).
3. *Axial flow impeller*, yaitu *impeller* yang membuat aliran fluida yang meninggalkan *impeller* akan bergerak sepanjang permukaan silinder (arah aksial).

Klasifikasi berdasarkan konstruksi *impeller* yaitu :

1. *Closed impeller*, yaitu *impeller* yang mempunyai 2 *shroud* atau selubung yaitu di depan dan belakang sudu. *Impeller* tipe ini banyak digunakan pada pompa sentrifugal.
2. *Open impeller*, yaitu *impeller* yang hanya mempunyai 1 *shroud* atau selubung yaitu di bagian belakang. *Impeller* tipe ini biasa digunakan pada pompa aksial, tapi dapat digunakan pada pompa sentrifugal untuk tujuan tertentu.
- 3.

2.4.2 Segitiga kecepatan *impeller*

Ketika aliran fluida melewati *impeller* yang berputar dengan kecepatan sudut tertentu, maka akan membentuk segitiga kecepatan pada sisi *inlet* dan sisi *outlet impeller* seperti gambar 2.5.



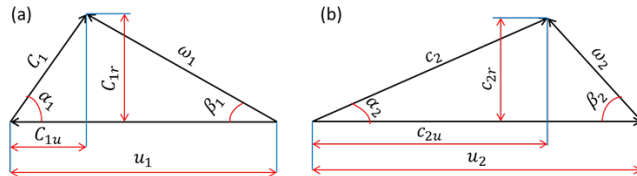
Gambar 2.5 Arah kecepatan aliran di *impeller*
(Lazarkiewicz, 1965)

Pada gambar 2.5 ditunjukkan dimana aliran fluida masuk



Tugas Akhir Konversi Energi

ke *impeller* melewati sisi *inlet* dengan radius r_1 dengan kecepatan absolut C_1 membentuk sudut α_1 terhadap kecepatan keliling pada sisi *inlet impeller* $U_1 = r_1\omega_1$ dan keluar melewati sisi *outlet impeller* dengan radius r_2 dengan kecepatan absolut C_2 membentuk sudut α_2 terhadap kecepatan keliling pada sisi *outlet impeller* $U_2 = r_2\omega_2$. Sudut β_1 dibentuk oleh vektor kecepatan relatif W_1 pada sisi *inlet* terhadap kecepatan keliling U_1 begitu juga pada sisi *outlet* sudut β_2 dibentuk oleh vektor kecepatan relatif W_2 pada sisi *inlet* terhadap kecepatan keliling U_2 . Komponen meridian dari kecepatan absolut pada sisi *inlet* dan *outlet* dinotasikan dengan c_{m1} dan c_{m2} dan komponen tangensialnya c_{m1} dan c_{m2} .



Gambar 2.6 Segitiga kecepatan *impeller*, (a) *inlet* (b) *outlet*

2.5 Head Pompa

Untuk mencari pengaruh sudut masuk *impeller* terhadap *Head* pompa, pertama yang harus ditinjau adalah dengan mencari torsi dari persamaan *angular momentum* dan *Euler turbomachine equation*, yang kemudian dapat digunakan untuk mencari nilai *Head* teoritis tak hingga.

$$\vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{CV} \vec{r} \times \vec{g} \rho dV + \vec{T}_{shaft} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \vec{r} \times \vec{V} \rho dV + \int_{CS} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} d\vec{A} \dots\dots\dots (2.1)$$

Kemudian persamaan tersebut disederhanakan menjadi *Euler Turbomachinery Equation*

$$\vec{T}_{shaft} = \int_{CS} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} d\vec{A} \dots\dots\dots (2.2)$$

Persamaan tersebut diintegalkan berdasarkan sisi *inlet* dan *outlet impeller*.



$$\vec{T}_{shaft} = (r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) \dot{m}$$

Karena daya pompa = $\dot{W}_m = \vec{\omega} \vec{T}_{shaft}$, maka persamaan tersebut menjadi

$$\dot{W}_m = \omega T_{shaft} = \omega (r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) \dot{m}$$

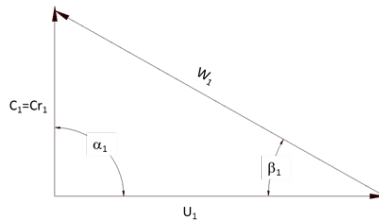
dan $U = \omega r$, maka

$$\dot{W}_m = (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \dot{m}$$

Karena $\dot{W}_m = H_{t\infty} \dot{m} g$, maka persamaan tersebut menjadi

$$H_{t\infty} = \frac{(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})}{g} \dots \dots \dots (2.3)$$

Berdasarkan gambar 2.7 (a), nilai C_{1u} pompa akan terlihat ketika pompa yang digunakan menggunakan *inlet guide vane*. Akan tetapi pompa yang digunakan dalam penelitian ini adalah pompa sentrifugal tanpa *inlet guide vane*. Maka segitiga kecepatan *inlet* yang terbentuk seperti gambar 2.7 :



Gambar 2.7 Segitiga kecepatan *inlet*

Maka sudut α yang terbentuk akan selalu 90° . Maka dari itu rumus untuk mencari pengaruh *sudut impeller* terhadap *Head* pompa dapat dicari dari segitiga kecepatan *impeller*.

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{2r}}{U_2 - C_{2u}} \dots \dots \dots (2.4)$$

Atau

$$(U_2 - C_{2u}) \tan \beta_2 = C_{2r}$$

Dari persamaan (2.4), kemudian didapat

$$C_{2u} = \frac{U_2 \tan \beta_2 + C_{2r}}{\tan \beta_2} = U_2 - C_{2r} \cot \beta_2 \dots \dots \dots (2.5)$$



Tugas Akhir Konversi Energi

Kemudian persamaan (2.5) tersebut disubstitusi ke persamaan (2.3)

$$H_{t\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 C_{2r}}{g} \cot \beta_2 \dots\dots\dots(2.5)$$

Untuk mencari komponen-komponen dari segitiga kecepatan digunakan rumus

$$C_r = \frac{Q}{2\pi r b}$$

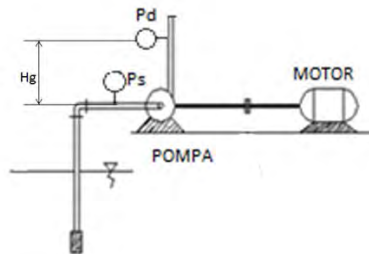
$$\omega = \frac{C_r}{\sin(180-\beta)}$$

$$u = 2\pi r n$$

$$c = \sqrt{u^2 + \omega^2 - 2u\omega \cos \beta}$$

2.6 Head Efektif Pompa

Prinsip dasar dari kerja pompa sentrifugal yaitu berdasarkan perbedaan tekanan antara bagian *suction* dengan bagian *discharge*, selain itu juga berdasarkan perbedaan ketinggian dari manometer pengukur tekanan *suction* dan *discharge*. Gambar 2.8 menunjukkan instalasi pompa dengan manometer untuk mengukur perbedaan tekanan.



Gambar 2.8 Instalasi pompa dengan manometer pengukur tekanan

Nilai *Head* efektif yang dibutuhkan pompa didapatkan dari persamaan energi yaitu



$$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + H_g$$

Dimana : P_s : Tekanan *suction* (Pa)

P_d : Tekanan *discharge* (Pa)

V_s : Kecepatan *suction* (m/s)

V_d : Kecepatan *discharge* (m/s)

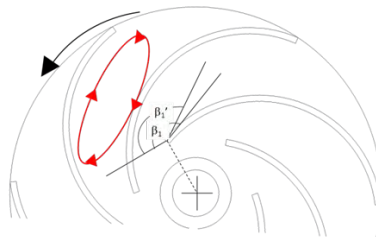
H_g : Beda ketinggian antara manometer (m)

Berdasarkan rumus (2.7), *Head* dibagi menjadi

1. *Head* akibat perbedaan tekanan antara *suction* dengan *discharge* dirumuskan dengan $\left[\frac{P_d - P_s}{\gamma} \right]$.
2. *Head* akibat perbedaan kecepatan antara *suction* dengan *discharge*, yang dirumuskan dengan $\left[\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \right]$.

2.7 Kerugian Sirkulasi pada *Inlet* Pompa

Pada persamaan (2.6) merupakan persamaan untuk mencari *Head* pompa yaitu $H_{t\infty}$ dimana nilai *Head* tersebut mempunyai asumsi fluida teoritis dan jumlah sudu tak terhingga. Pada kenyataannya pada penelitian ini, *impeller* yang digunakan mempunyai jumlah sudu terbatas, yaitu 6 buah.



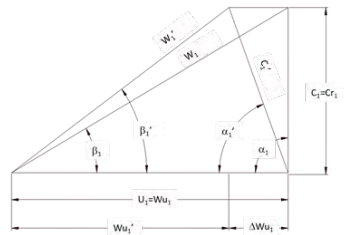
Gambar 2.9 Sirkulasi pada *Impeller*

Akibat dari jumlah sudut yang terbatas tersebut, ketika *impeller* berputar, terjadi sirkulasi aliran di antara sudu-sudu pada *impeller*. Arah sirkulasi aliran tersebut berlawanan arah



Tugas Akhir Konversi Energi

dengan arah putaran *impeller*. Pada gambar 2.10 terlihat bahwa pada bagian *inlet* arah sirkulasi searah dengan putaran, sedangkan pada bagian *outlet* arah sirkulasi berlawanan dengan arah putaran. Berdasarkan rumus *Head* pompa $Ht_{\infty} = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g}$, terlihat akibat dari sirkulasi, nilai dari U_2 akan mengecil dan nilai U_1 akan membesar. Efek dari sirkulasi aliran tersebut menyebabkan nilai *Head* yang dihasilkan pompa menurun. Berikut adalah gambar segitiga kecepatan *inlet* dengan kerugian sirkulasi



Gambar 2.10 Segitiga kecepatan *inlet* akibat sirkulasi

Berdasarkan gambar 2.10 di atas, terlihat akibat dari sirkulasi pada *impeller* mengakibatkan bentuk segitiga kecepatan berubah. Untuk menghitung *Head* akibat sirkulasi, pertama harus dihitung *slip factor* yang terjadi

$$\Delta WU_1 = U_1 \left(1 - \varepsilon_1 \frac{\pi}{z} \sin(180 - \beta_1) \right) - Cr_1 \cot \beta_1 / D_2 \dots\dots(2.7)$$

Setelah dapat *slip factor*, dapat dihitung *Head loss* yang terjadi akibat sirkulasi :

$$Hl_{sirkulasi} = \frac{\Delta WU_1 U_1}{g} \dots\dots\dots(2.8)$$

Kemudian baru dapat dihitung *Head* teoritis akibat sirkulasi :

$$Ht = Ht_{\infty} - Hl_{sirkulasi} \dots\dots\dots(2.9)$$






2.8 Kecepatan Spesifik Pompa

Kecepatan spesifik pompa merupakan suatu nilai yang berhubungan dengan kapasitas, *Head*, dan daya konsumsi daya



Tugas Akhir Konversi Energi

dari pompa tersebut. Kecepatan spesifik pompa juga merupakan salah satu unsur utama untuk menentukan dimensi pompa yang paling efisien untuk kapasitas tertentu. Dimensi dari pompa yang dapat ditentukan dari kecepatan spesifik yaitu berupa tipe *impeller* dan jumlah *stage* dari pompa tersebut.

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_s = 40-80$ $\frac{D_i}{D_p} \approx 2.5$	$n_s = 80-150$ $\frac{D_i}{D_p} \approx 2$	$n_s = 150-300$ $\frac{D_i}{D_p} \approx 1.5-1.4$	$n_s = 300-600$ $\frac{D_i}{D_p} \approx 1.2-1.1$	$n_s = 600-2000$ $\frac{D_i}{D_p} \approx 0.8$

Gambar 2.11 Tipe *impeller* berdasarkan kecepatan spesifik (Khetagurov, 1965)

Gambar 2.11 merupakan pembagian tipe *impeller* berdasarkan kecepatan spesifik dari pompa. Nilai kecepatan spesifik yang dibawah batas bawah menunjukan pompa tersebut merupakan pompa sentrifugal *multistage*, sedangkan jika nilainya diatas batas atas maka termasuk pompa sentrifugal yang disusun paralel.

Rumus kecepatan spesifik pompa untuk 1 *stage* dari pompa *multistage* adalah:

$$n_{s1} = 3.65 \frac{n \sqrt{Q_s}}{\sqrt[4]{H_1^3}} = 3.65 \frac{n \sqrt{Q_s}}{\sqrt[4]{(H/i)^3}} = 3.65 \frac{n \sqrt{Q_s}}{\sqrt[4]{H^3}} \sqrt[4]{i^3} = n_s \sqrt[4]{i^3} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana i = jumlah *stage*

H_1 = Head yang dihasilkan oleh 1 *impeller* (mka)

H = Head yang dihasilkan pompa (mka)

Sedangkan untuk rumus kecepatan spesifik pompa untuk 1 *impeller* dari pompa *multi-impeller* adalah:



Tugas Akhir Konversi Energi

$$n_{s1} = 3.65 \frac{n \sqrt{Q_{s1}}}{\sqrt[4]{H^3}} = 3.65 \frac{n \sqrt[4]{Q_k}}{\sqrt[4]{H^3}} = 3.65 \frac{n \sqrt{Q_s}}{\sqrt[4]{H^3}} \frac{1}{\sqrt{k_k}} = \frac{n_s}{\sqrt{k_k}} \dots (2.11)$$

dimana Q_{s1} = *flow discharge* yang melewati *impeller* dengan *single admission* (m³/s)

K_k = jumlah *admission* dari *impeller* pompa

2.9 Efisiensi

Efisiensi merupakan persentasi dari *output* daya *useful* per daya *input*. Pada pompa sentrifugal, ada beberapa macam efisiensi yang harus dihitung, yaitu efisiensi hidraulik, efisiensi volumetrik, dan efisiensi mekanik

2.9.1 Efisiensi hidraulik

Kerugian hidraulik mengurangi *Head* yang dihasilkan oleh pompa. Kerugian ini merupakan kerugian gesek akibat dari viskositas fluida, kerugian sirkulasi fluida (*eddy losses*), dan kerugian kejut (*shock losses*). Kerugian gesek diakibatkan oleh kekasaran permukaan dari lintasan permukaan *solid* tempat fluida mengalir. Kerugian sirkulasi diakibatkan oleh adanya sirkulasi fluida diantara sudu-sudu. Kerugian kejut terjadi ketika aliran fluida menabrak suatu penghalang atau ketika kecepatan fluida berubah arahnya. Kerugian hidraulik ditunjukkan oleh nilai efisiensi hidraulik

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} \dots \dots \dots (2.12)$$

Tabel 2.1 Variasi nilai efisiensi hidraulik terhadap kecepatan spesifik

n_{s1}	60 - 100	100 - 150	150 - 220
η_h	0.87 - 0.9	0.9 - 0.92	0.92 - 0.94

2.9.2 Efisiensi volumetrik

Kerugian volumetrik terdiri dari kebocoran melewati



Tugas Akhir Konversi Energi

clearance dari daerah tekanan tinggi ke daerah tekanan rendah akibatnya mengurangi kapasitas pompa. Kerugian volumetrik dinilai dengan besarnya efisiensi volumetrik.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dimana : η_v = efisiensi volumetrik
 Q = kapasitas aktual
 Q_t = kapasitas teoritis

Variasi dari efisiensi volumetrik terhadap kecepatan spesifik ditunjukkan oleh tabel 2.2.

Tabel 2.2 Variasi efisiensi volumetrik terhadap kecepatan spesifik

n_{sl}	60 – 100	100 – 150	150 - 220
η_v	0.94 – 0.97	0.97 – 0.99	0.99 – 0.995

2.9.3 Efisiensi mekanikal

Kerugian mekanikal mereduksi daya yang ditransmisikan ke *impeller* pompa sehingga energi yang diberikan ke fluida lebih kecil daripada energi yang dimiliki *shaft* pompa. Kerugian mekanikal akibat dari gesekan dari *moving parts* di pompa dihitung dalam bentuk efisiensi mekanikal. Kerugian mekanikal terdiri dari kerugian gesek di *shaft bearings*, kerugian gesek di *shaft stuffing box* dan kerugian gesek dari permukaan luar *impeller* dan *balancing disks* yang berputar melawan fluida di sekitarnya. Efisiensi mekanikal bervariasi antara 0.9 – 0.97.

2.9.4 Efisiensi overall pompa

Efisiensi *overall* pompa adalah rasio dari daya aktual yang dihasilkan oleh motor terhadap energi yang diberikan ke fluida. Efisiensi *overall* ditunjukkan pada persamaan berikut :

$$\eta_{op} = \eta_h \eta_v \eta_m \dots\dots\dots(2.14)$$

dimana : η_h = Efisiensi hidraulik
 η_v = Efisiensi volumetrik
 η_m = Efisiensi mekanikal



$$\eta_{\text{op}} = \text{Efisiensi } \textit{overall} \text{ pompa}$$

2.10 Analisis Tanpa Dimensi

Pada beberapa tahun sebelumnya, analisis untuk pompa banyak menggunakan persamaan empiris dari berbagai macam percobaan yang pernah dilakukan sebelumnya. Akan tetapi ketika perkembangan dari komputasi menggunakan komputer semakin pesat, penggunaan analisis tanpa dimensi lebih banyak digunakan karena bisa digunakan untuk berbagai macam kondisi pompa dibanding dengan analisis dengan persamaan empiris. Beberapa persamaan tanpa dimensi yang digunakan pada penelitian ini antara lain : Koefisien *Head* (Ψ), koefisien debit (ϕ), dan koefisien daya (τ). Rumus dari koefisien tersebut adalah :

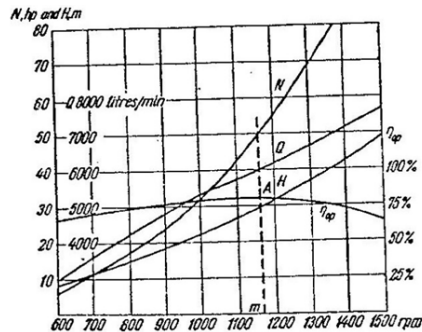
$$\Psi = \frac{H}{U_2^2/g} \dots\dots\dots(2.15)$$

$$\phi = \frac{Cr_2}{U_2} \dots\dots\dots(2.16)$$

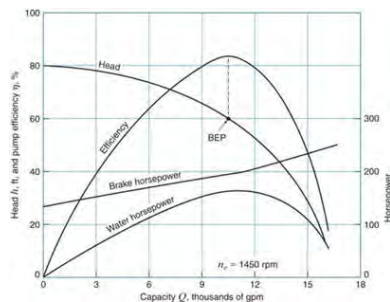
$$\tau = \frac{P}{\rho(N/60)^3 D_2^5} \dots\dots\dots(2.17)$$

2.11 Karakteristik Pompa Sentrifugal

Pompa pompa sentrifugal seperti pada gambar 2.12 dan 2.13 menunjukkan beberapa krva, seperti kurva *Head* pompa, efisiensi pompa, daya pompa, dan karakteristik *pipeline* pompa. Titik operasi pompa terdapat pada *operating point*, yaitu perpotongan antara kurva *Head* pompa dan kurva karakteristik *pipeline*.



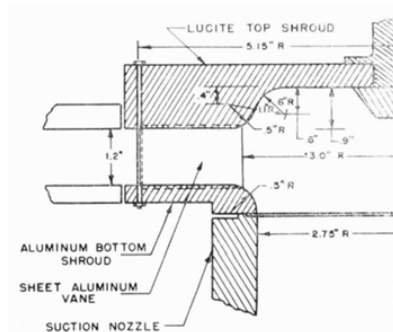
Gambar 2.12 Kurva karakteristik utama (Khetagurov, 1965)



Gambar 2.13 Kurva karakteristik kerja

2.12 Penelitian Terdahulu

Acosta dan Bowerman (1957), melakukan penelitian secara eksperimen untuk mengetahui pengaruh sudut masuk *impeller* pompa sentrifugal terhadap *Head* dan efisiensi pompa sentrifugal. Percobaan dilakukan dengan membuat 4 buah *impeller* dengan sudut masuk (β_1) yang bervariasi dengan sudut keluar (β_2) konstan. Dimensi dan gambar *impeller* yang digunakan untuk percobaan dapat dilihat pada gambar 2.14 :



Gambar 2.14 Gambar *impeller* percobaan (Acosta dan Bowerman, 1957)

Tabel 2.3 Tabel dimensi *impeller* uji (Acosta dan Bowerman, 1957)

Inlet Angle (β_1)	20°	17°	14.5°	23°
Outlet Angle (β_2)	24.5°	24.5°	24.5°	24.5°
Radius Ratio (r_1/r_2)	0.583	0.583	0.583	0.583
Outlet Breadth / Outside Diameter	0.086	0.086	0.086	0.086
Design Flowrate (ϕ)	0.117	0.100	0.083	0.067
Number of Vanes	6	6	6	6
Outside Diameter	10.30	10.30	10.30	10.30

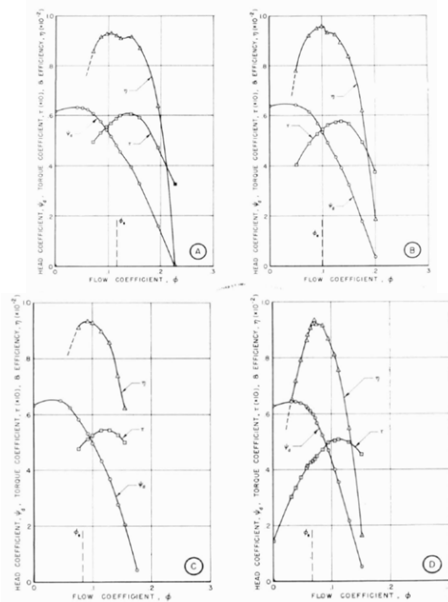
Percobaan dilakukan dengan menjaga tinggi permukaan air sedikit diatas *impeller*. *Impeller* dioperasikan pada kecepatan konstan 225 rpm. Debit pompa diatur secara manual dengan memutar *throttle valve* pada pipa hisap.

Hasil yang didapat dari penelitian ini yaitu, saat sudut masuk diperkecil, nilai debit untuk efisiensi maksimal berkurang dengan nilai efisiensi maksimal tetap sama, tetapi *range* dari debit untuk efisiensi maksimal berkurang. Sedangkan jika sudut masuk



Tugas Akhir Konversi Energi

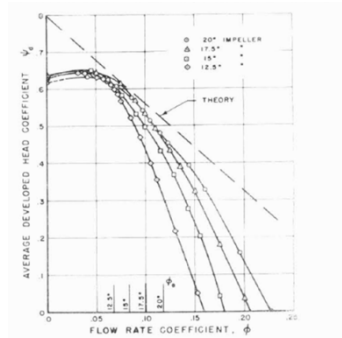
diperbesar, maka nilai *Head* akan sedikit membesar dan menghasilkan debit yang lebih besar pula. Grafik dari hasil penelitian dapat dilihat pada gambar 2.15, 2.18, dan 2.19:



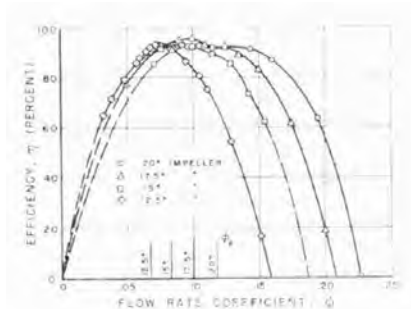
Gambar 2.15 *Head coefficient, torque coefficient, dan efficiency terhadap flow coefficient, (a) 20° (b) 17.5° (c) 15° (d) 12.5° (Acosta dan Bowerman, 1957)*



Tugas Akhir Konversi Energi



Gambar 2.16 Grafik *Head coefficient* yang dihasilkan aktual dan teoritis terhadap *flow coefficient* (Acosta dan Bowerman, 1957)



Gambar 2.17 Grafik efisiensi terhadap *flow coefficient* (Acosta dan Bowerman, 1957)

Manivannan (2010) melakukan penelitian secara numerik pada *impeller* pompa untuk mengetahui pengaruh sudut masuk dan sudut keluar dari sudu *impeller* terhadap *Head* dan efisiensi pompa. Penelitian dilakukan dengan membuat 3 model *impeller* dengan sudut masuk dan sudut keluar yang divariasikan, dimana hasil dari masing-masing *impeller* akan dibandingkan dengan *impeller existing* dari yang sudah ada. Spesifikasi dari pompa *impeller existing*, dan *impeller* model dapat dilihat pada tabel berikut :

Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember



Tabel 2.4 Spesifikasi Pompa (Manivannan, 2010)

Bore size	152.4 mm
Capacity	40 m ³ /hr
Number of stages	6
Head	28 m per stage
Flow type	Mixed flow

Tabel 2.5 Spesifikasi *impeller existing* (Manivannan, 2010)

Parameters	Size
Impeller inlet (Di)	75 mm
Impeller outlet (Do)	105 mm
Blades number	6
Inlet angle (β_1)	15°
Outlet angle (β_2)	35°
Blade thickness (b)	1.25 mm
Blade inlet height (Li)	21 mm
Blade inlet height (Lo)	16 mm

Tabel 2.6 Dimensi sudut *impeller* (Manivannan, 2010)

Impeller design	Inlet angle	Outlet angle
Existing	15°	35°
Impeller 1	15°	30°
Impeller 2	25°	30°
Impeller 3	35°	25°

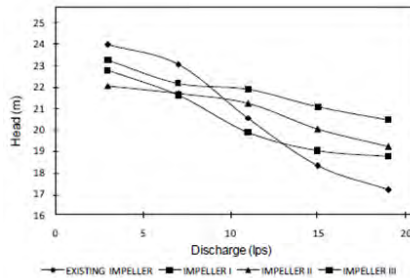
Hasil yang didapat dari penelitian ini yaitu: *impeller existing* mempunyai Head 19.24m dan efisiensi 55%. *Impeller 1* mempunyai kenaikan Head dan efisiensi sebesar 3.22% dan 7.27%. *Impeller 2* mempunyai kenaikan Head dan efisiensi sebesar 10.29% dan 10.91%. *Impeller 3* mempunyai kenaikan Head dan efisiensi sebesar 13.66% dan 18.18%. Dari hasil tersebut *impeller 3* mempunyai hasil yang paling optimum.



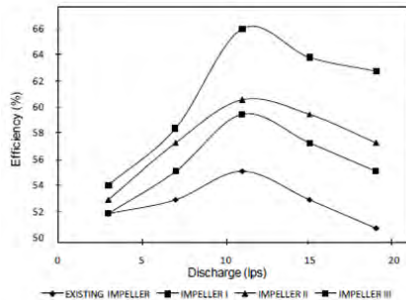
Tugas Akhir Konversi Energi

Tabel 2.7 Sudut optimum (manivannan, 2010)

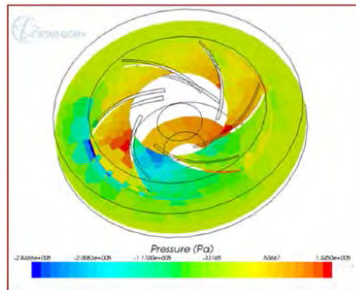
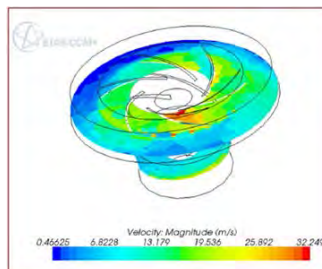
Impeller design	Inlet angle	Outlet angle
Existing	15°	35°
Optimum	35°	25°



Gambar 2.18 Grafik *Head* terhadap debit (Manivannan, 2010)



Gambar 2.19 Grafik efisiensi terhadap debit (Manivannan, 2010)

Gambar 2.20 Kontur tekanan *impeller* Manivannan, 2010)Gambar 2.21 Kontur kecepatan *impeller* (Manivannan, 2010)

2.20 dan gambar 2,21 menunjukkan kontur tekanan dan kecepatan dari 3 *impeller* model yang disimulasikan menggunakan *software* Star CCM+. Pada kontur tekanan pada bagian *inlet* didominasi oleh warna biru sedangkan pada bagian *outlet* didominasi oleh warna kuning. Hal itu mengartikan bahwa terjadi peningkatan kecepatan dari *inlet* menuju *outlet*. Pada kontur kecepatan, bagian *inlet* didominasi oleh warna hijau sedangkan pada bagian *outlet* didominasi warna biru. Hal itu mengartikan bahwa terjadi penurunan kecepatan dari *inlet* menuju *outlet*.

Sanda (2012), melakukan penelitian secara numerik pangaruh sudut masuk *impeller* terhadap geometri dan efisiensi dari *radial impeller*. Pada penelitian ini dia membuat kondisi



Tugas Akhir Konversi Energi

dengan *flow rate* 5 m³/h, *Head* 7.5m, dan dengan putaran 2900rpm. Beliau juga memvariasikan nilai β_1 antara 15°-39° dengan nilai β_2 tetap yaitu 30°.

Untuk geometri *impeller* beliau meninjau dari tebal sudu *impeller* pada bagian *inlet* dan *outlet* berdasarkan sudut masuk, jumlah sudu berdasarkan sudut masuk, dan *blades angular extention* berdasarkan sudut masuk. Untuk perhitungan, beliau menggunakan beberapa rumus, yaitu :

1. *Tebal sudu impeller inlet*

$$b_2 = \phi \frac{Q'}{c_{m2}\pi D_2}$$

2. *Tebal sudu impeller outlet*

$$b_1 = \Delta z_{max} - f(r_c)$$

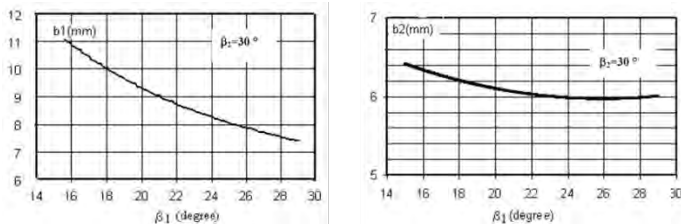
3. *Jumlah sudu impeller*

$$z = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

Sedangkan rumus untuk mencari efisiensi yaitu:

$$\eta = \left(1 + \frac{10.87}{n_s^{5/3}}\right)^{-1} - \left(\frac{1}{1.81 \cdot Q^{0.25}}\right)^{1.1}$$

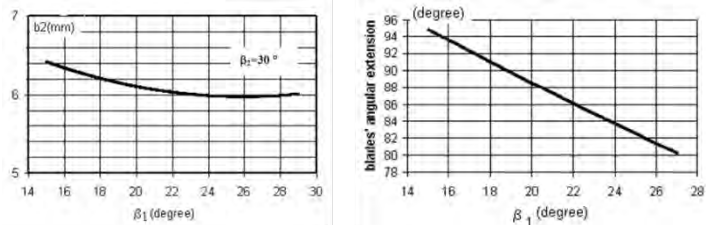
Hasil yang didapat adalah saat nilai β_1 diperbesar antara 15°-29° dengan β_2 konstan 30°, tebal sudu *impeller* pada *inlet* akan mengecil antara 11mm-7mm. Sedangkan tebal sudu *impeller* pada *outlet* akan bervariasi antara 6mm-6.5mm.



Gambar 2.22 Grafik *impeller* tebal sudu *inlet* (kiri) dan *impeller* tebal sudu *outlet* (kanan) (Sanda, 2012)



Tugas Akhir Konversi Energi



Gambar 2.23 Grafik jumlah sudu (kiri) dan *blade angular extension* (kanan) (Sanda, 2012)

Pada jumlah sudu, semakin besar nilai β_1 , semakin bertambah pula jumlah sudu pada *impeller* tersebut. Sedangkan pada *angular extention impeller*, terjadi penurunan dari sudut 95° sampai 80° pada sudut masuk antara 15° - 29° dengan sudut keluar konstan 30° .



(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)



BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode untuk pengujian ini yaitu dengan studi literatur, peninjauan alat, dan dengan pengambilan data eksperimen dari pompa dengan *software* FM 50 Centrifugal Pump.

3.1.1 Studi literatur

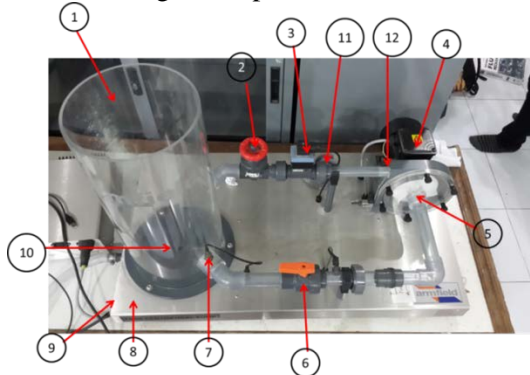
Studi literatur dalam pengujian ini adalah :

1. Sistem Sistem perpompaan yaitu meliputi sistem perpipaan, kekasaran material, dan standar yang digunakan.
2. Teori dan persamaan dasar dalam perhitungan pompa dan perpipaan.

3.1.2 Peninjauan alat

Berdasarkan hasil peninjauan pada alat uji, alat-alat yang digunakan pada pengujian ini adalah :

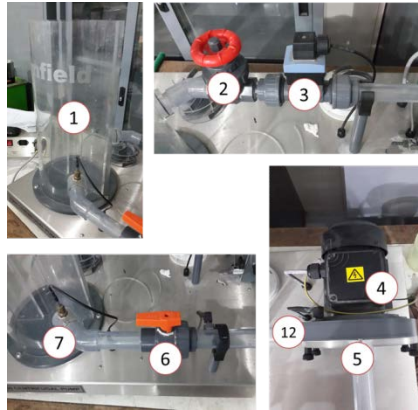
1. Armfield Inc. Centrifugal Pump.



Gambar 3.1 Armfield Inc. Centrifugal Pump



Tugas Akhir Konversi Energi



Gambar 3.2 Bagian-bagian instalasi pompa

Keterangan gambar :

1. Reservoir untuk menampung air.
2. Katup tipe *gate valve* untuk mengatur flow air yang keluar *discharge* pipa.
3. *Flowmeter* untuk mengukur laju volumetrik aliran.
4. Motor listrik untuk menggerakkan pompa.
5. Sensor untuk mengukur tekanan *suction* pompa.
6. Katup tipe *ball valve* untuk mengatur tekanan *suction* pompa.
7. Sensor temperature untuk mengukur suhu fluida.
8. *Baseplate*
9. *Drain valve* untuk mengosongkan air di sistem perpompaan.
10. *Drain hole*.
11. Tempat meletakkan *impeller*.
12. *Pressure sensor*

2. *Impeller backward.*

Impeller yang digunakan adalah *impeller* tipe *backward* dengan jumlah sudu 6 buah. Jumlah *impeller* yang digunakan sebanyak 5 buah dimana masing-masing *impeller* mempunyai

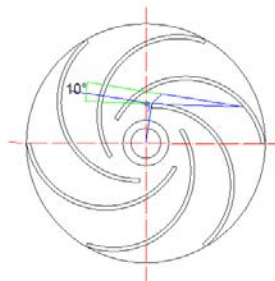


Tugas Akhir Konversi Energi

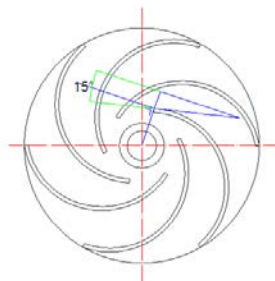
sudut masuk (β_1) berbeda yaitu 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° , sedangkan besar sudut keluar (β_2) sama yaitu 10° .



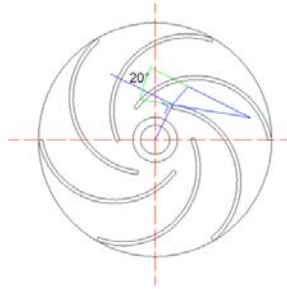
Gambar 3.3 *Impeller bakward*



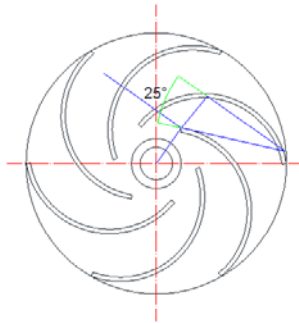
Gambar 3.4 *Impeller dengan inlet angle 10°*



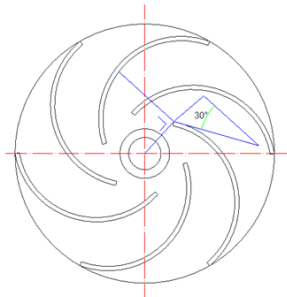
Gambar 3.5 *Impeller dengan inlet angle 15°*



Gambar 3.6 *Impeller* dengan *inlet angle* 20°



Gambar 3.7 *Impeller* dengan *inlet angle* 25°



Gambar 3.8 *Impeller* dengan *inlet angle* 30°



3.2 Prosedur Penelitian

3.2.1 Langkah-langkah penelitian

Langkah-langkah percobaan pada eksperimen ini adalah sebagai berikut :

1. 5 Buah *impeller* dengan sudut masuk masing-masing sebesar 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° disiapkan.
2. Program FM50 Centrifugal Pump dibuka hingga tampak tampilan seperti gambar 3.3
3. Katup *inlet* dan *outlet* pada pipa dipastikan terbuka penuh.
4. Tombol ON/OFF ditekan hingga menunjukkan “1”.
5. Kecepatan putaran pompa diatur secara perlahan hingga 50 rpm.
6. Pastikan table data kosong telah tersedia. Bila belum, tekan ikon “New data table”.
7. Tunggu beberapa menit sampai pompa mencapai kondisi *steady*. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan hasil yang terbaik.
8. Katup *outlet* / *discharge valve* diputar hingga bukaan maksimal.
9. Setelah tercapai kondisi *steady*, tekan tombol “Record data” atau tombol “Go” berwarna hijau melalui control diagram atau table.
10. Pengambilan data dilakukan 3 kali atau 3 kali klik “Record data” dengan selang 1 menit tiap pengambilan data, dari ketiga nilai yang didapat akan diambil rata-ratanya.
11. Kembali ke diagram control, ubah kecepatan putaran pompa ke 200 rpm.
12. Langkah 5 sampai 1 diulangi. Ulangi pula prosedur ini untuk putaran 350 rpm, 500 rpm, 750 rpm, 900 rpm, 1050 rpm, 1200 rpm, dan 1350 rpm hingga diperoleh 3 set data (satu set data untuk tiap kecepatan putaran).
13. Ulangi percobaan kecepatan 750 rpm hingga 1350 rpm dengan variasi debit dari 0.1 l/s hingga debit maksimal dengan kenaikan debit 0.05 l/s

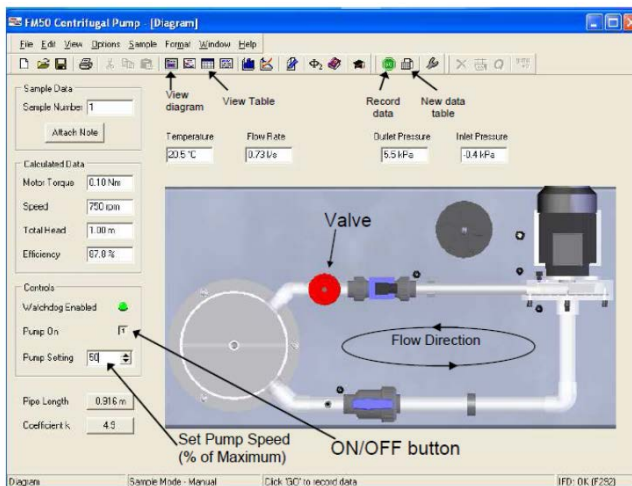


Tugas Akhir Konversi Energi

14. Tombol ON/OFF ke “0” ditekan untuk mematikan pompa. Matikan pula aliran listrik ke apparatus praktikum.
15. *Casing* pompa dibuka, *impeller* 1 diganti dengan *impeller* 2.
16. Langkah 1 sampai 13 diulang untuk *impeller* 3 hingga 5 sehingga didapatkan sejumlah data set yang sama seperti pada *impeller* 1.
17. Ketika selesai, table disimpan dalam bentuk dokumen Excel.
18. Tombol ON/OFF ditekan ke “0” untuk mematikan pompa.

3.2.2 Tampilan muka *software* FM 50 Centrifugal Pump

Pada gambar 3.3 menunjukan tampilan muka dari *software* FM50 Centrifugal Pump. Pada *display* “Pump On” bernilai 1 jika pompa menyala dan 0 jika pompa mati. Pada *display* “Pump Setting” menunjukkan kecepatan pompa dalam bentuk persentase dari kecepatan maksimum pompa. Tombol berwarna hijau digunakan untuk merekam data. Tombol untuk membuat table baru terletak di sebelah kanan tombol “record data”.



Gambar 3.9 Tampilan muka FM 50 Centrifugal Pump



3.2.3 Pengolahan data

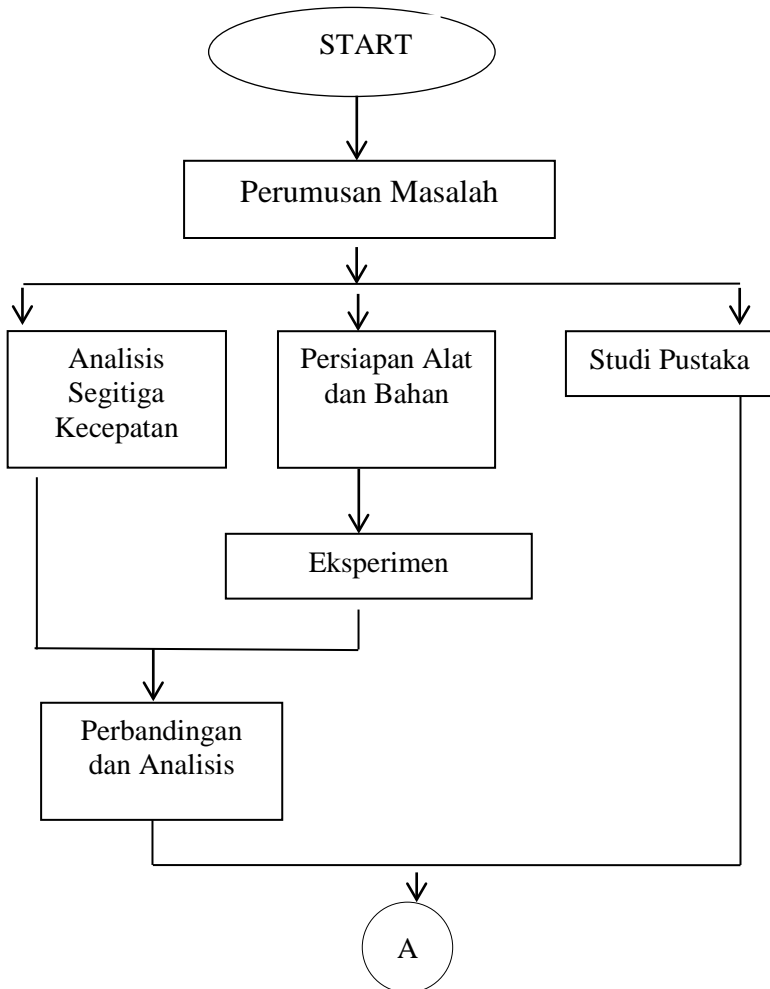
Data yang didapat dari pengujian akan diplot dalam bentuk kurva karakteristik pompa yang kemudian digunakan untuk menentukan nilai BEP (*Best Efficiency Point*).

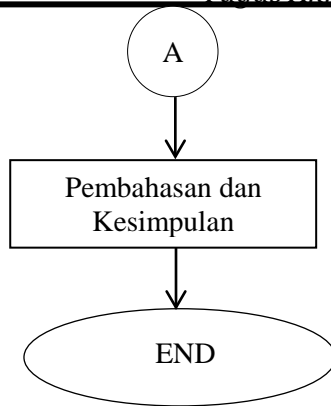


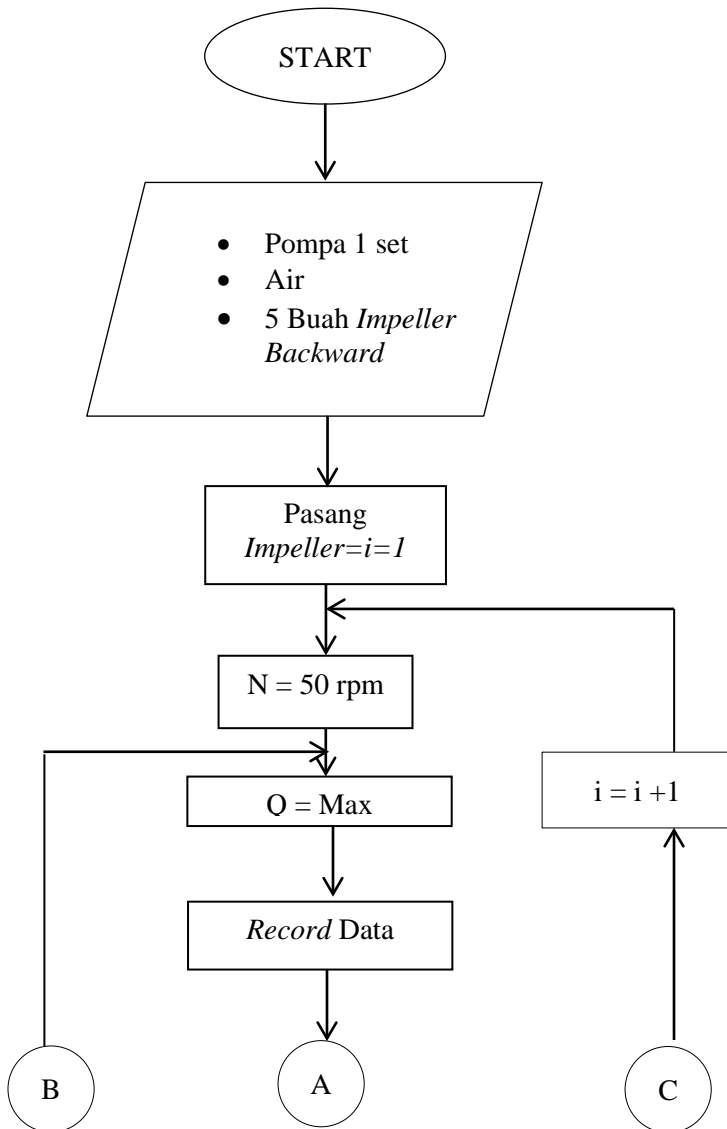
Tugas Akhir Konversi Energi

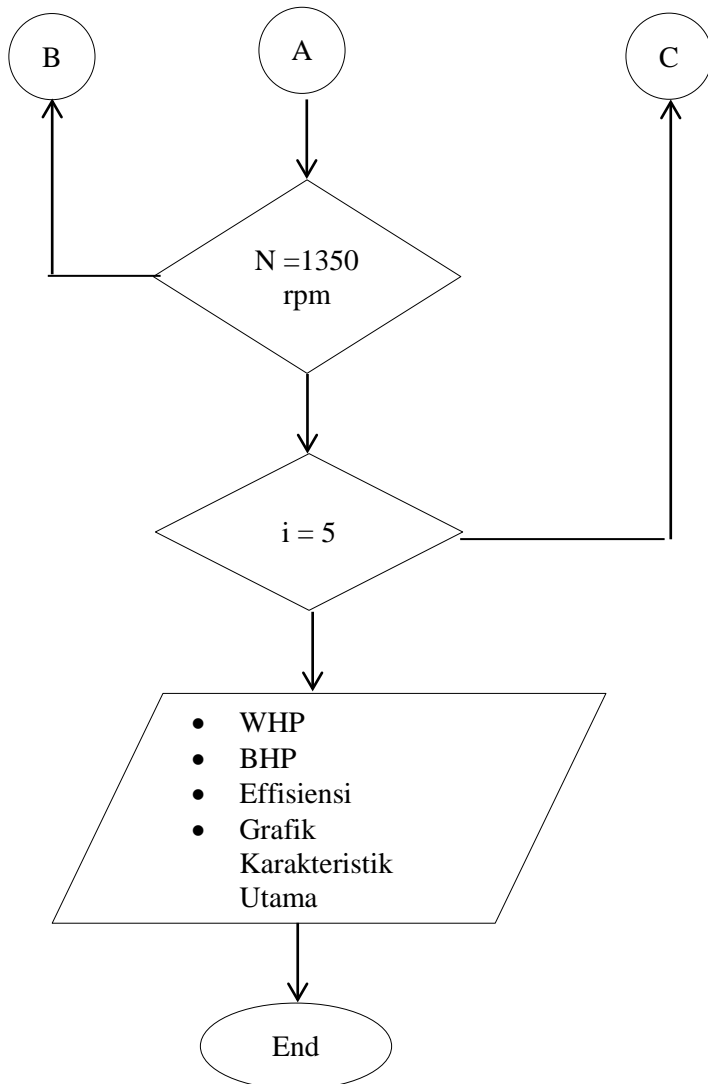
3.3 Flowchart

3.3.1 Flowchart penelitian





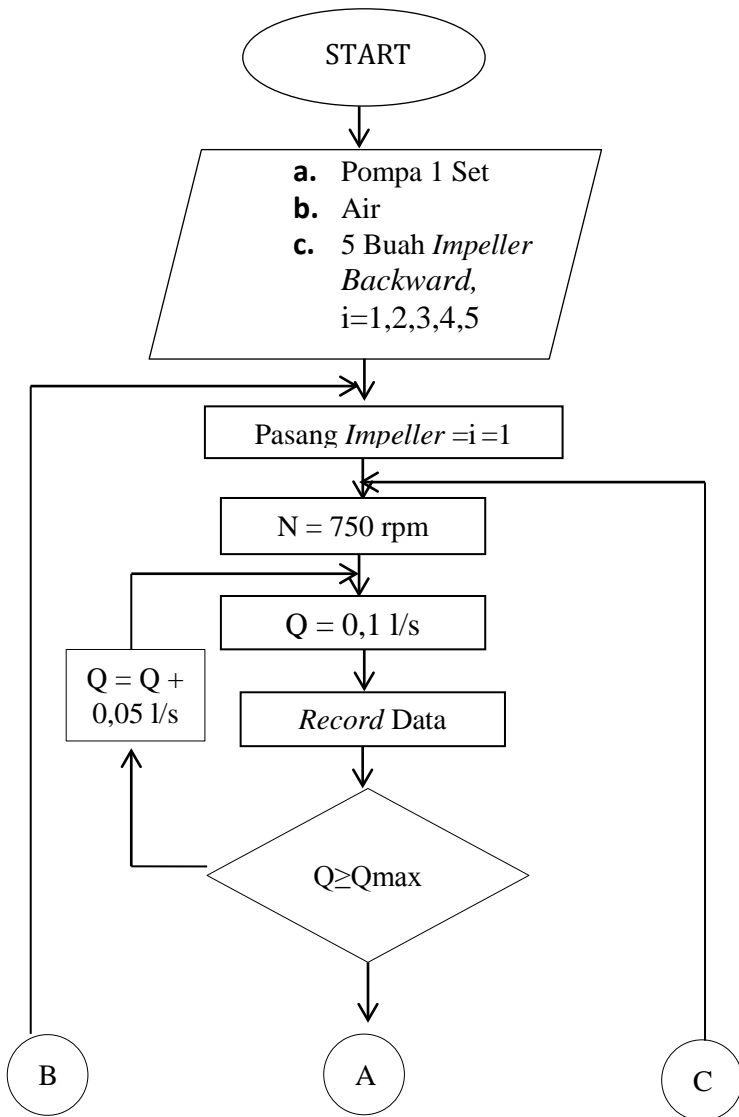
**3.3.2 Flowchart eksperimen mencari karakteristik utama**

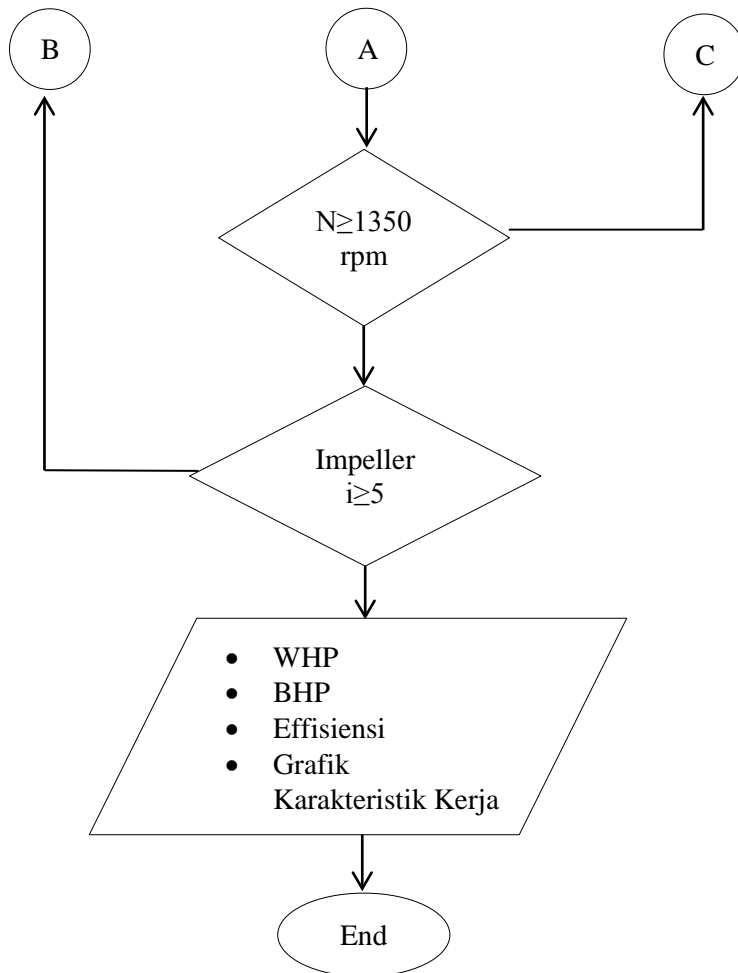




Tugas Akhir Konversi Energi

3.3.3 Flowchart eksperimen mencari karakteristik kerja

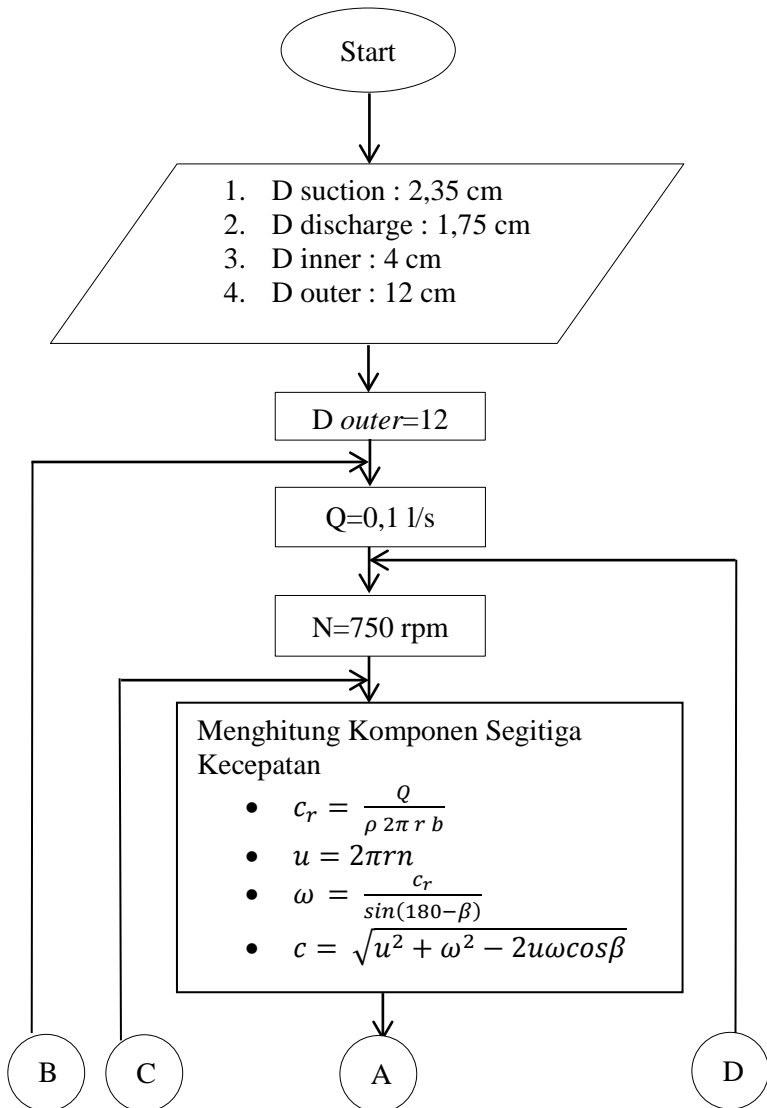


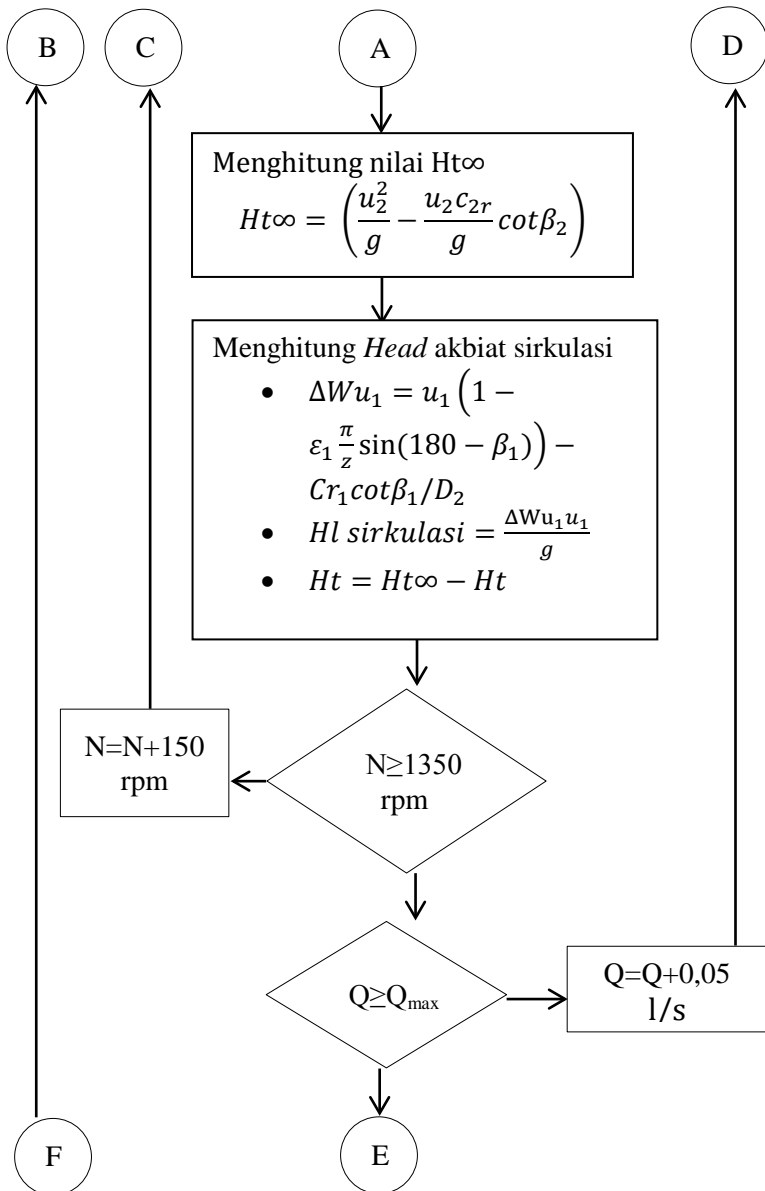




Tugas Akhir Konversi Energi

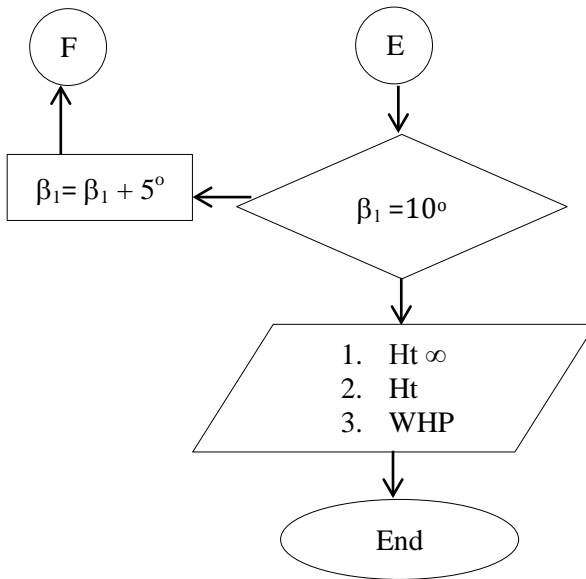
3.3.4 Flowchart perhitungan teoritis







Tugas Akhir Konversi Energi







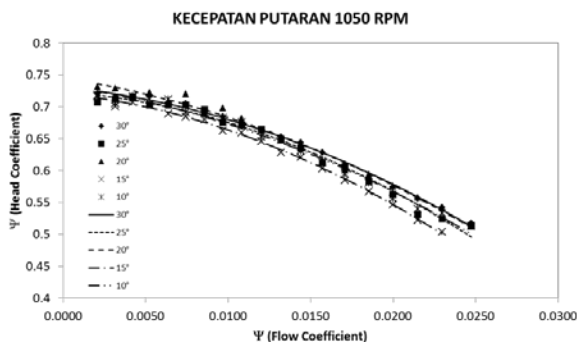
BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Berdasarkan Eksperimen

4.1.1 Analisis grafik karakteristik kerja antara koefisien *Head* dengan koefisien debit

Ketika kelima *impeller* dengan besar β_1 masing-masing 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° , diuji pada pompa sentrifugal Armfield FM 50 dengan memvariasikan debit aliran yang kemudian didapat nilai koefisien *Head* untuk masing-masing koefisien debit tersebut. Kemudian hasil yang didapat dari eksperimen tersebut ditampilkan dalam bentuk grafik karakteristik kerja pada gambar 4.1 :



Gambar 4.1 Grafik koefisien *Head* dengan koefisien debit pada kecepatan 1050 rpm variasi β_1

Berdasarkan gambar 4.1, terlihat bahwa nilai koefisien *Head* akan semakin turun ketika nilai koefisien debit bertambah. Hal ini sesuai dengan rumus dari *Head* yaitu $H_{t\infty} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{2g}$, dimana U adalah kecepatan keliling pompa, W adalah kecepatan relatif pompa, dan C adalah kecepatan absolut pompa. Berdasarkan rumus tersebut, jika debit pompa bertambah, nilai



Tugas Akhir Konversi Energi

W_2 akan bertambah yang mengakibatkan nilai *Head* yang dihasilkan akan berkurang. Untuk kecepatan putaran lainnya, hasil yang didapat mempunyai *trend* yang sama.

Dari gambar 4.1 di atas, juga dapat kita lihat bahwa perubahan nilai dari sudut masuk (β_1) akan mengakibatkan nilai *Head* yang dihasilkan pompa pada putaran yang sama akan berubah. Walaupun perubahan tersebut terlihat acak, akan tetapi jika diperhatikan nilai *Head* tertinggi didapat dari β_1 yang paling besar yaitu 30° , sedangkan nilai *Head* yang paling kecil didapatkan dari β_1 yang paling kecil yaitu 10° . Berdasarkan dari hasil eksperimen tersebut, dapat disimpulkan semakin besar nilai β_1 dari suatu *impeller* maka *Head* yang dihasilkan akan semakin besar. Begitupun dengan kecepatan putaran pompa, semakin besar kecepatan putaran pompa, semakin besar pula *Head* yang dihasilkan.

Menurut rumus *Head* pompa untuk *impeller* tanpa *inlet guide vane* yaitu $H = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{2g}$; tidak terdapat fungsi β_1 , akan tetapi nilai *Head* yang didapat dari hasil eksperimen terjadi perbedaan. Perbedaan tersebut terjadi akibat berbagai macam faktor. Salah satu faktor utama yang mengakibatkan perbedaan nilai *Head* yang didapatkan adalah kerugian akibat sirkulasi. Kerugian sirkulasi adalah kerugian yang timbul akibat adanya sirkulasi antar sudu pada *impeller* akibat dari jumlah sudu yang terbatas pada *impeller*. Kerugian sirkulasi tersebut membuat *Head* yang dihasilkan pompa berkurang. Selain jumlah sudu, juga akibat dari geometri sudu pada *impeller*, dimana jika sudut pada sudu *impeller* berubah, maka geometri dari sudu tersebut tentu ikut berubah, hal tersebut ikut mempengaruhi sirkulasi pada *impeller*.

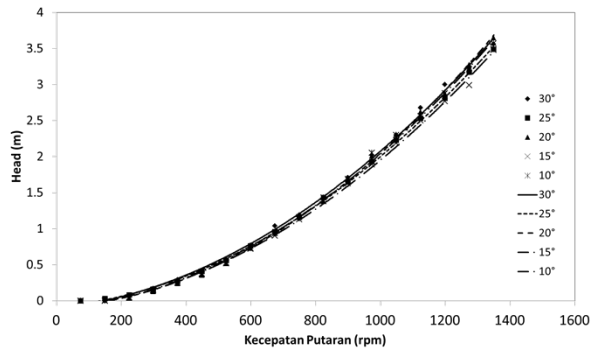
4.1.2 Analisis grafik karakteristik utama antara *Head* dengan kecepatan putaran

Ketika kelima *impeller* dengan besar β_1 masing-masing 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° diuji pada pompa sentrifugal Armfield

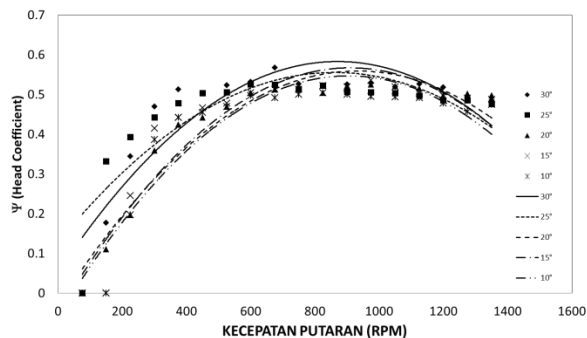


Tugas Akhir Konversi Energi

FM 50 dengan memvariasikan kecepatan putaran yang kemudian didapat nilai *Head* untuk masing-masing kecepatan putaran tersebut. Kemudian hasil yang didapat dari eksperimen tersebut ditampilkan dalam bentuk grafik karakteristik utama pada gambar 4.2 dan 4.3 :



Gambar 4.2 Grafik *Head* dengan kecepatan putaran variasi β_1



Gambar 4.3 Grafik koefisien *Head* dengan kecepatan putaran variasi β_1

Gambar 4.2 menunjukkan nilai *Head* fungsi kecepatan putaran dan gambar 4.3 menunjukkan menunjukkan representasi dari *Head* fungsi kecepatan dalam bilangan tanpa dimensi yaitu



Tugas Akhir Konversi Energi

koefisien *Head*. Berdasarkan gambar 4.2 dan gambar 4.3, dapat dilihat bahwa nilai *Head* akan naik ketika kecepatan putaran dinaikan. Hal ini sesuai dengan rumus *Head* pompa yaitu $H = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1}{2g}$, akan tetapi, karena pompa yang digunakan adalah pompa tanpa *inlet guide vane*, maka rumusnya menjadi $H = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{2g}$, dimana U adalah kecepatan keliling pompa, C adalah kecepatan absolut pompa dan α adalah sudut antara C dengan U . Berdasarkan perumusan tersebut, dapat dilihat bahwa *Head* pompa akan meningkat jika kecepatan putaran dinaikan karena saat kecepatan putaran naik, nilai U_2 dan C_2 akan ikut naik, sehingga nilai *Head* pompa ikut bertambah. Perbedaan yang terjadi antara keduanya adalah, jika pada grafik dengan dimensi, trendline yang terbentuk akan terus naik ketika kecepatan putaran dinaikkan, tetapi pada grafik tanpa dimensi nilai *Head* akan naik hingga putaran tertentu kemudian menurun.

Selain trendline yang meningkat akibat perubahan kecepatan putaran, dari grafik gambar 4.2 dan 4.3 tersebut juga dapat kita lihat bahwa nilai sudut masuk (β_1) pada *impeller* juga mempengaruhi nilai *Head* yang didapatkan dari hasil eksperimen. Pada gambar 4.2 tidak terlalu terlihat perbedaan nilai head yang dihasilkan, akan tetapi pada gambar 4.3 terlihat jelas perbedaan head yang dihasilkan akibat perbedaan β_1 . Nilai *Head* tertinggi dimiliki oleh *impeller* dengan β_1 30° dan nilai *Head* terendah dimiliki *impeller* dengan β_1 10° . Pada gambar tersebut 4.3 juga terlihat pada kecepatan 450 rpm -1125 rpm *Head* tertinggi ada pada *impeller* dengan β_1 30° , tetapi pada kecepatan 75-450 rpm dan 1125-1350 rpm nilai *Head* tertinggi dimiliki *impeller* dengan β_1 20° . Walaupun menurut rumus *Head* pompa dengan *impeller* tanpa *inlet guide vane* yaitu, $H = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{2g}$ tidak mengandung fungsi β_1 , akan tetapi nilai *Head* yang didapat dari hasil eksperimen tidak sama. Hal tersebut dapat disebabkan dari berbagai macam faktor. Salah satu faktor tersebut adalah kerugian sirkulasi, yaitu kerugian pada pompa akibat adanya sirkulasi

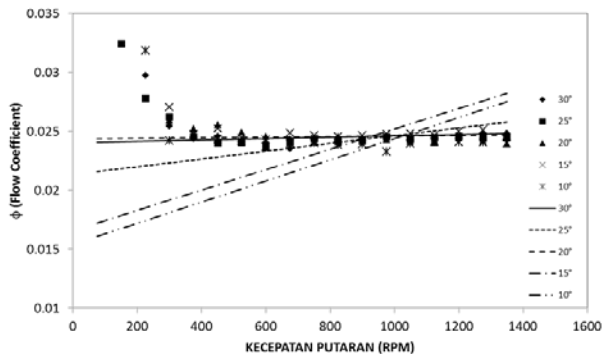


Tugas Akhir Konversi Energi

aliran di antara sudu-sudu pada *impeller*. Kerugian sirkulasi tersebut pada dasarnya akibat dari jumlah sudu yang terbatas, akan tetapi karena nilai β_1 yang digunakan pada eksperimen ini berbeda-beda, maka geometri dari sudu-sudu pada *impeller* tersebut ikut berubah, akibatnya sirkulasi yang terjadi berbeda pula.

4.1.3 Analisis grafik karakteristik utama antara debit maksimal dengan kecepatan putaran

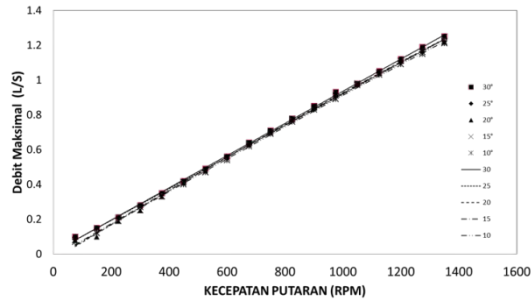
Ketika 5 buah *impeller* dengan nilai β_1 masing-masing 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° diuji pada pompa sentrifugal Armfield FM 50 dengan memvariasikan kecepatan putaran yang kemudian didapat nilai debit maksimal dan koefisien debit untuk masing-masing kecepatan putaran tersebut. Kemudian hasil yang didapat dari eksperimen tersebut ditampilkan dalam bentuk grafik karakteristik utama pada gambar 4.4 dan 4.5 :



Gambar 4.4 Grafik koefisien debit dengan kecepatan putaran variasi β_1



Tugas Akhir Konversi Energi



Gambar 4.5 Grafik debit dengan kecepatan putaran variasi β_1

Berdasarkan gambar 4.5 sekilas dengan bertambahnya nilai β_1 tidak mempengaruhi besarnya debit maksimal suatu pompa pada kecepatan putaran berapapun. Akan tetapi, jika dilihat pada gambar 4.4 terjadi sedikit perbedaan pada nilai koefisien debit suatu pompa akibat perubahan nilai β_1 *impeller*, yaitu semakin besar nilai β_1 semakin besar nilai koefisien flownya. Pada Grafik tersebut terlihat bahwa *impeller* dengan nilai β_1 30° memiliki nilai koefisien debit sedikit lebih besar daripada *impeller* lainnya, dan *impeller* dengan nilai β_1 10° memiliki nilai koefisien debit yang sedikit lebih kecil daripada *impeller* lainnya. Pada gambar 4.5 terlihat pada putaran 75 -975 rpm koefisien debit tertinggi dimiliki *impeller* dengan β_1 30° akan tetapi pada kecepatan putaran 975-1350 rpm koefisien debit tertinggi dimiliki *impeller* dengan β_1 15° , pada kecepatan putaran 975 rpm nilai koefisien debit sama untuk kelima *impeller*.

Hal tersebut sesuai dengan perumusan : $Q = \pi n D_1 U_1 \tan \beta_1$; dimana D_1 adalah diameter dalam *impeller*, U_1 adalah kecepatan keliling *inlet impeller*, dan β_1 adalah sudut *inlet* antara U dengan W . Rumus tersebut hanya berlaku untuk *impeller* tanpa *inlet guide vane*, karena $C_{r1} = U_1 \tan \beta_1$ hanya berlaku untuk *impeller* tanpa *inlet guide vane*. Hal tersebut dikarenakan pada *impeller* tanpa *inlet guide vane* nilai $\alpha_1 = 90^\circ$, maka rumus

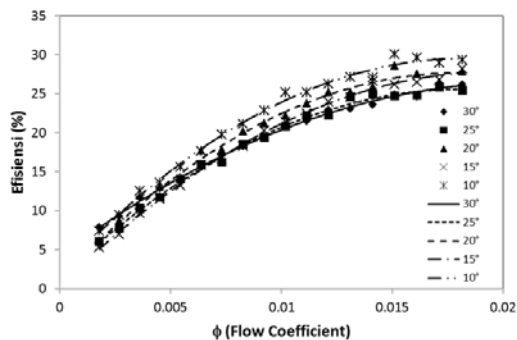


Tugas Akhir Konversi Energi

tersebut dapat digunakan. Berdasarkan rumus tersebut, maka dapat disimpulkan bahwa semakin kecil nilai β_1 , maka debit yang dihasilkan akan sedikit membesar.

4.1.4 Analisis grafik karakteristik kerja antara efisiensi dengan debit

Ketika kelima *impeller* dengan besar β_1 masing-masing adalah 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° diuji pada pompa sentrifugal Armfield FM 50 dengan memvariasikan debit aliran yang kemudian didapat nilai efisiensi untuk masing-masing kecepatan putaran tersebut. Contoh grafik hasil percobaan pada kecepatan putaran 1050 rpm ditunjukkan pada gambar 4.6 :



Gambar 4.6 Grafik efisiensi dengan debit variasi β_1

Berdasarkan gambar 4.6, terlihat bahwa nilai efisiensi untuk masing *impeller* mempunyai *trendline* naik, dimana nilai efisiensi akan naik ketika debit aliran dinaikkan, akan tetapi kenaikan dari nilai efisiensi tersebut terbatas hanya sampai titik tertentu, kemudian akan terus menurun saat debit aliran terus dinaikkan. Hal tersebut mengartikan bahwa suatu pompa sentrifugal mempunyai titik efisiensi maksimum pada putaran tertentu. Akan tetapi pada percobaan kali ini tidak ditemukan titik efisiensi maksimal dari masing-masing *impeller*, hal tersebut dikarenakan keterbatasan kemampuan pompa yang digunakan

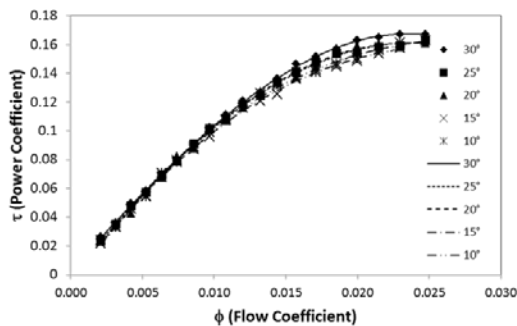


Tugas Akhir Konversi Energi

sehingga terlihat efisiensi pompa terus naik saat debit dinaikkan. Selain *trendline* yang terus naik, juga terlihat bahwa terjadi perbedaan efisiensi yang dihasilkan pada masing-masing *impeller*. Pada grafik tersebut terlihat bahwa efisiensi tertinggi dimiliki oleh *impeller* dengan β_1 sebesar 10° dan efisiensi terendah dimiliki oleh *impeller* dengan β_1 sebesar 30° . Urutan *impeller* nilai efisiensi dari yang terbesar hingga yang terkecil yaitu 10° , 15° , 20° , 25° , dan 30° . Berdasarkan hal tersebut dapat disimpulkan bahwa semakin kecil β_1 suatu *impeller*, maka semakin besar efisiensi yang dihasilkan.

4.1.5 Analisis grafik karakteristik utama antara daya hidraulis dengan kecepatan putaran

Ketika kelima *impeller* dengan besar β_1 masing-masing yaitu 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° diuji dengan memvariasikan debit aliran pada pompa, maka didapatkan nilai daya hidraulis untuk masing-masing *impeller*. Contoh grafik antara daya hidraulis dengan debit untuk kecepatan 1050 rpm dan tanpa dimensi ditunjukkan pada gambar 4.7 :



Gambar 4.7 Grafik koefisien daya hidraulis dengan koefisien debit variasi β_1

Berdasarkan gambar 4.7, terlihat bahwa grafik tersebut mempunyai *trendline* naik, dimana nilai koefisien daya hidraulis akan naik ketika koefisien debit meningkat. Berdasarkan rumus



Tugas Akhir Konversi Energi

teoritis dari daya hidraulis teoritis pompa yaitu : $P_h = \gamma QH$; dimana γ adalah berat spesifik dari fluida yang digunakan, Q adalah debit aliran, dan H adalah *Head* yang dihasilkan pompa pada debit tersebut. Hal ini sesuai dengan teori dimana nilai Q yang divariasikan akan bertambah maka nilai daya hidraulis yang dihasilkanpun akan naik pula. Rumus dari koefisien daya adalah

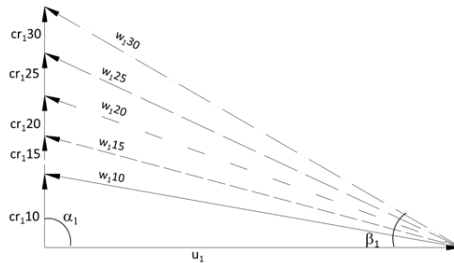
$$\tau = \frac{P}{\rho(N/60)^3 D_2^5}$$

Selain *trendline* yang naik akibat debit aliran yang bertambah, pada grafik tersebut juga dapat dilihat bahwa terjadi perbedaan nilai daya hidraulis yang dihasilkan untuk masing *impeller* dengan β_1 yang berbeda. Daya hidraulis tertinggi dimiliki oleh *impeller* dengan β_1 sebesar 30° dan daya hidraulis terendah dimiliki oleh *impeller* dengan β_1 sebesar 10° . Walaupun pada debit rendah nilai daya hidraulis yang dihasilkan tidak terlihat berbeda, akan tetapi daya debit tinggi akan terlihat perbedaan daya hidraulis yang dihasilkan. Urutan *impeller* dengan daya hidraulis dari yang terbesar hingga yang terkecil yaitu : 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° . Maka dari itu dapat disimpulkan, berdasarkan eksperimen, semakin besar nilai β_1 maka semakin besar pula daya hidraulis yang dihasilkan.

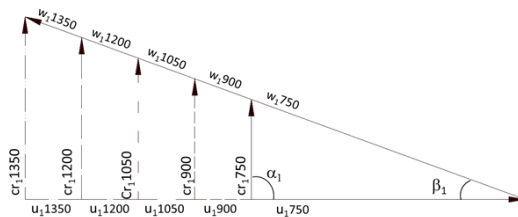
4.2 Analisis Berdasarkan Perhitungan Teoritis

4.2.1 Analisis segitiga kecepatan dengan variasi sudut masuk (β_1)

Ketika 5 buah *impeller* tanpa *inlet guide vane* dengan nilai β_1 yang berbeda bekerja pada kecepatan dari 75 rpm hingga 1350 rpm, maka akan menghasilkan segitiga kecepatan *inlet* seperti gambar 4.8 dan 4.9 :



Gambar 4.8 Segitiga kecepatan *inlet* variasi β_1



Gambar 4.9 Segitiga kecepatan *inlet* variasi kecepatan putaran

Berdasarkan gambar segitiga kecepatan pada *inlet impeller* tanpa *inlet guide vane* di atas, variasi pada β_1 dan kecepatan putaran pompa mengakibatkan bentuk segitiga kecepatan ikut berubah. Perubahan pada segitiga kecepatan *inlet* tersebut mengakibatkan performa dari pompa berubah akibat dari berubahnya komponen-komponen segitiga kecepatan pada pompa yaitu kecepatan keliling (U), kecepatan relatif (W), kecepatan absolut (C), dan kecepatan radial (Cr).

Berdasarkan gambar segitiga kecepatan *inlet impeller* tanpa *inlet guide vane* pada gambar 4.9 di atas, perubahan kecepatan putaran pada *impeller* berpengaruh kepada nilai U_1 , W_1 , dan Cr_1 . Hal tersebut sesuai dengan perumusan $U_1 = \frac{2\pi n r_1}{60}$,



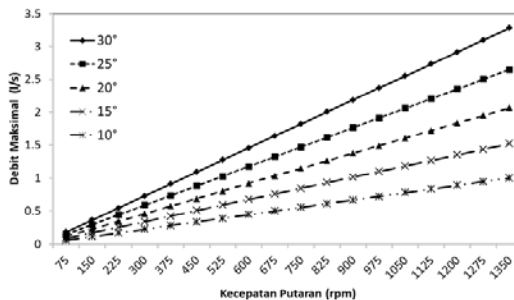
Tugas Akhir Konversi Energi

$W_1 = \frac{2\pi n}{60}$, dan $Cr_1 = \frac{2\pi nr_1}{60} \tan \beta_1$. Berdasarkan perumusan tersebut, perubahan kecepatan putaran dari *impeller* mengakibatkan nilai U_1 , W_1 , dan Cr_1 ikut berubah.

Begitupun pada perubahan nilai β_1 , berdasarkan gambar 4.8 di atas perubahan pada nilai β_1 mengakibatkan berubahnya nilai Cr_1 dan w_1 . Hal tersebut sesuai dengan perumusan $Cr_1 = \frac{2\pi nr_1}{60} \tan \beta_1$ dan $W_1 = \frac{Cr_1}{\sin \beta_1}$. Berdasarkan perumusan tersebut perubahan nilai β_1 akan mengakibatkan nilai Cr_1 dan W_1 ikut berubah pula.

4.2.4 Analisis debit teoritis dengan variasi β_1

Ketika 5 buah *impeller* uji dengan nilai β_1 masing-masing 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° diuji dengan kecepatan yang berbeda, segitiga kecepatan yang terbentuk seperti gambar 4.8 di atas. Berdasarkan gambar 4.9, perubahan pada β_1 dan kecepatan putaran akan mengakibatkan perubahan pada U_1 , W_1 , dan Cr_1 . Hasil dari perhitungan kemudian ditampilkan dalam bentuk grafik seperti gambar 4.10 :



Gambar 4.10 Grafik debit maksimal teoritis dengan kecepatan putaran variasi β_1

Berdasarkan gambar 4.10, nilai debit maksimal teoritis akan terus meningkat ketika kecepatan putaran pompa dinaikkan. Dapat dilihat dari grafik tersebut, dimana debit maksimal terendah didapatkan pada kecepatan putaran pompa terendah dan



Tugas Akhir Konversi Energi

debit maksimal tertinggi didapatkan dari kecepatan putaran pompa paling tinggi. Maka dari itu dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi kecepatan putaran pompa, semakin tinggi pula debit maksimal yang dihasilkan oleh suatu pompa.

Menurut analisis segitiga kecepatan pompa gambar 4.8, dapat diketahui bahwa jika kecepatan putaran pompa dinaikkan, maka komponen segitiga kecepatan akan berubah, salah satunya adalah kecepatan radial pompa (Cr). Berdasarkan rumus debit pompa $Q_{max} = 2\pi r_1 b C r_1$. Menurut rumus tersebut jika Cr berubah akibat dari kenaikan kecepatan putaran pompa, maka nilai debit maksimal yang dihasilkan pompa tersebut akan meningkat. Hal ini sesuai dengan grafik di atas.

Selain debit yang selalu meningkat, dari grafik 4.10 di atas juga dapat dilihat bahwa terjadi perbedaan debit maksimal ketika nilai sudut masuk (β_1) berubah. Dapat dilihat bahwa *impeller* dengan sudut masuk 30° mempunyai debit maksimal paling besar dan *impeller* dengan sudut masuk 10° mempunyai debit maksimal paling kecil pada kecepatan putaran pompa berapapun. Urutan sudut masuk *impeller* dari debit maksimal terbesar ke terkecil yaitu : 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° . Berdasarkan hal tersebut dapat kita simpulkan bahwa semakin besar sudut masuk, semakin besar pula debit maksimal yang dihasilkan.

Berdasarkan rumus debit pompa yaitu $Q_{max} = 2\pi r_1 b C r_1$, akan tetapi karena *impeller* yang digunakan adalah *impeller* tanpa *inlet guide vane*, dengan α_1 selalu 90° , maka nilai Cr_1 dalam rumus tersebut dapat diganti dengan $u_1 \tan \beta_1$, maka rumus debit tersebut dapat diganti menjadi $Q_{max} = 2\pi b r_1 U_1 \tan \beta_1$. Berdasarkan rumus tersebut, jika besar sudut masuk bertambah, maka nilai $\tan \beta_1$ akan bertambah, akibatnya besar debit maksimal yang dihasilkan akan bertambah pula. Hal tersebut sesuai dengan grafik gambar 4.10.

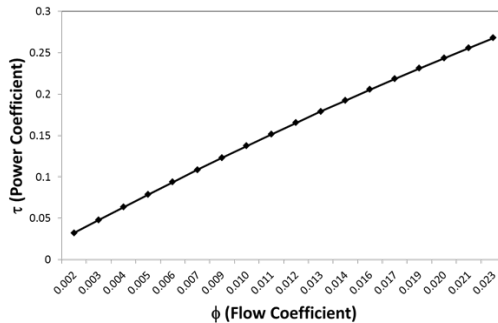
4.2.3 Analisis daya teoritis dengan variasi β_1

Ketika 5 buah *impeller* dengan besar β_1 masing-masing 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° dianalisis dengan perhitungan teoritis,



Tugas Akhir Konversi Energi

maka akan didapatkan nilai daya hidraulis untuk masing-masing *impeller* tersebut. Kemudian hasil yang didapat ditampilkan dalam bentuk grafik antara koefisien daya hidraulis dengan koefisien debit. Contoh grafik tersebut untuk kecepatan putaran 1050 rpm ditunjukkan pada gambar 4.11 :



Gambar 4.11 Grafik koefisien daya hidraulis teoritis dengan koefisien debit variasi β_1

Berdasarkan gambar 4.11, terlihat grafik tersebut mempunyai *trendline* naik, dimana nilai koefisien daya hidraulis akan naik ketika koefisien debit naik. Hal tersebut sesuai dengan perumusan teoritis daya hidraulis yaitu $P_h = \gamma QH$; dimana γ adalah berat spesifik fluida, Q adalah debit fluida, dan H adalah *Head* yang dihasilkan pompa pada debit tersebut. Berdasarkan rumus tersebut, jika nilai Q dinaikkan, maka nilai daya hidraulis akan naik pula. Walaupun pada perhitungan ini digunakan 5 buah *impeller* dengan β_1 yang berbeda, akan tetapi nilai daya teoritis yang dihasilkan hanya 1. Hal tersebut terjadi akibat menurut perhitungan teoritis, untuk nilai β_1 berapapun nilai *Head* yang dihasilkan akan sama, maka dari itu nilai daya hidraulis yang didapatkanpun akan sama untuk *impeller* dengan nilai β_1 berapapun.

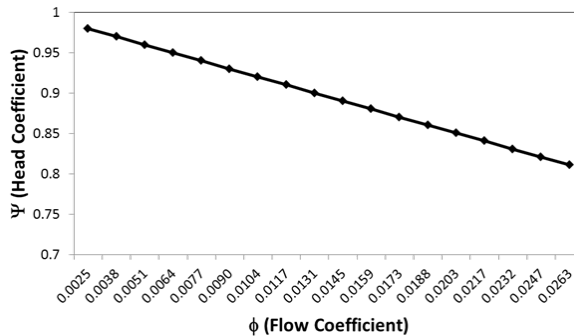


Tugas Akhir Konversi Energi

4.3 Analisis *Head* Teoritis

4.3.1 Analisis *Head* teoritis variasi debit dan kecepatan putaran

Ketika 5 buah *impeller* uji dengan nilai β_1 masing-masing 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° diuji dengan debit yang berbeda, segitiga kecepatan yang terbentuk seperti gambar 4.9 di atas. Berdasarkan gambar 4.9, perubahan pada β_1 dan debit akan mengakibatkan perubahan pada Cr_1 yang mengakibatkan *Head* berubah. Hasil perhitungan teoritis dari *Head* ditunjukkan pada gambar 4.12 :



Gambar 4.12 Grafik koefisien $H_{t\infty}$ dengan koefisien debit variasi β_1

Berdasarkan gambar 4.12, nilai koefisien *Head* akan menurun ketika koefisien debit meningkat. Dapat dilihat pada gambar tersebut, nilai koefisien *Head* terbesar didapatkan pada nilai koefisien debit terkecil dan koefisien *Head* terkecil didapatkan dari nilai koefisien debit terbesar. Maka dari itu dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai koefisien debit, maka semakin besar pula koefisien *Head* yang dihasilkan.

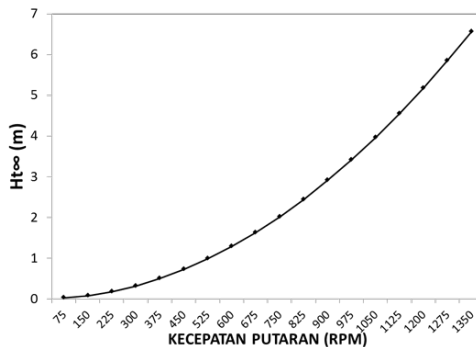
Pada analisis segitiga kecepatan menggunakan gambar di atas, perubahan debit pada pompa mengakibatkan perubahan pada komponen segitiga kecepatan yaitu W_1 dan Cr_1 , dimana jika debit pompa dinaikkan, maka nilai w_1 dan Cr_1 akan ikut meningkat



Tugas Akhir Konversi Energi

pula. Berdasarkan rumus *Head* $H_{t\infty} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$, jika nilai debit dinaikkan maka perubahan pada komponen segitiga kecepatan mengakibatkan nilai $H_{t\infty}$ menurun.

Menurut perumusan dari koefisien *Head* yaitu $\psi = \frac{H}{U_2^2/g}$, dimana H adalah *Head* yang dapat dari hasil perhitungan teoritis dan U_2 adalah kecepatan keliling *outlet*. Berdasarkan hasil perhitungan teoritis yang sudah dilakukan, nilai *Head* akan menurun ketika debit pompa meningkat, maka jika nilai *Head* tersebut dimasukkan ke rumus koefisien *Head*, akan didapatkan nilai koefisien *Head* yang menurun ketika nilai koefisien debit meningkat.



Gambar 4.13 Grafik $H_{t\infty}$ dengan kecepatan putaran variasi β_1

Berdasarkan gambar 4.13, Grafik dengan dimensi antara *Head* terhadap kecepatan putaran, nilai $H_{t\infty}$ akan semakin naik ketika nilai kecepatan putaran ditambah. Pada analisis segitiga kecepatan pada gambar 4.9 di atas, terlihat jika kecepatan putaran pompa berubah, maka komponen segitiga kecepatan yaitu kecepatan keliling (U), kecepatan relatif (W), dan kecepatan absolut (C) akan berubah yaitu jika kecepatan putaran dinaikkan, maka nilai U , W , dan C akan meningkat pula. Menurut rumus *Head* teoritis dengan jumlah sudu tak hingga yaitu, $H_{t\infty} =$



Tugas Akhir Konversi Energi

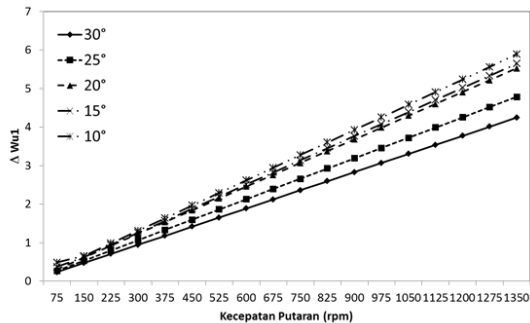
$\frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} - \frac{U_1 C_1 \cos \alpha_1}{g}$, akan tetapi karena *impeller* yang digunakan yaitu *impeller* tanpa *inlet guide vane* maka α_1 selalu 90° , akibatnya rumus *Head* nya menjadi $H_{t\infty} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g}$.

Berdasarkan rumus tersebut jika nilai U , C , dan W naik maka nilai *Head* yang dihasilkan akan naik pula. Dari rumus tersebut juga dapat kita ketahui bahwa secara teoritis nilai β_1 tidak berpengaruh pada *Head* yang dihasilkan.

4.3.2 Analisis *Head* teoritis akibat kerugian sirkulasi pada *impeller*

Pada bab 2 sudah dijelaskan bahwa pada kondisi aktual pompa, terjadi semacam sirkulasi di sisi *inlet impeller*. Sirkulasi pada *inlet impeller* tersebut menyebabkan bentuk segitiga kecepatan *inlet* berubah, yang semula sudut α_1 adalah 90° , akibat dari pusaran tersebut berubah menjadi $\alpha_1 < 90^\circ$. Karena sudut α_1 tidak lagi 90° , maka sudut masuk (β_1) dari *impeller* dapat mempengaruhi nilai *Head* yang dihasilkan suatu pompa.

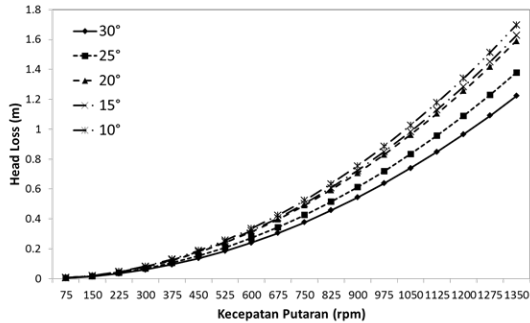
Berdasarkan gambar segitiga kecepatan 4.8, terlihat bahwa perubahan nilai α_1 diakibatkan oleh *slip* yaitu ΔW_{u1} yaitu selisih antara nilai W_{u1} awal dengan nilai W_{u1} yang disebabkan sirkulasi. Berdasarkan rumus ΔW_{u1} yaitu : $\Delta W_{u1} = U_1 \left(1 - \varepsilon_1 \frac{\pi}{z} \sin(180 - \beta_1) \right) - Cr_1 \cot \beta_1$ (Naggar, 2013), dimana ε_1 adalah koefisien ketebalan sudu *inlet* dengan rumus $\varepsilon_1 = 1 - (z/\pi)((b/\sin(180 - \beta_1))/D_2)$; dimana z adalah jumlah sudu, b adalah ketebalan *impeller*, dan D_2 adalah diameter *outlet impeller*. Hasil dari rumus tersebut kemudian ditampilkan dalam bentuk grafik untuk kelima *impeller* pada 4.15.



Gambar 4.15 Grafik ΔW_{u1} dengan kecepatan putaran variasi β_1

Berdasarkan gambar 4.15 nilai ΔW_{u1} akan meningkat ketika kecepatan putaran pompa ditingkatkan. Dapat dilihat bahwa *trendline* yang terbentuk adalah semakin naik. Dari gambar tersebut juga dapat dilihat bahwa nilai ΔW_{u1} terbesar dimiliki oleh *impeller* dengan $\beta_1 10^\circ$, dan nilai ΔW_{u1} terkecil dimiliki oleh *impeller* dengan $\beta_1 30^\circ$. Hal tersebut mengartikan bahwa semakin kecil β_1 suatu *impeller*, semakin besar *slip* yang terjadi akibat dari sirkulasi pada *inlet impeller*.

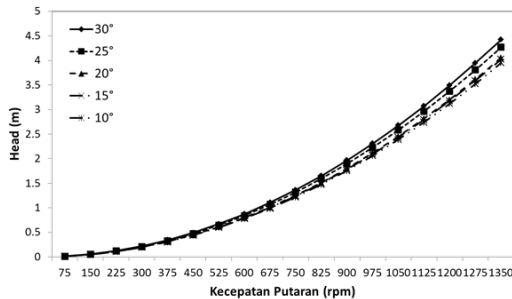
Setelah nilai ΔW_{u1} didapatkan, nilai *Head loss* dapat dicari dengan menggunakan nilai ΔW_{u1} yang sudah didapatkan sebelumnya. Rumus *Head loss* akibat dari *slip* pada segitiga kecepatan *inlet impeller* adalah : $HL_{inlet\ cir} = \frac{\Delta W_{u1} u_1}{g}$, dimana ΔW_{u1} adalah besar *slip* yang terjadi pada *inlet impeller* dan U_1 adalah kecepatan keliling *inlet impeller*. Hasil perhitungan dari rumus tersebut kemudian ditampilkan dalam bentuk grafik untuk kelima *impeller* seperti pada gambar 4.16 :



Gambar 4.16 Grafik *Head loss* dengan kecepatan putaran variasi β_1

Berdasarkan nilai *Head loss* akibat sirkulasi pada *inlet impeller* di atas, nilai *Head loss* yang dihasilkan akan semakin besar ketika kecepatan putaran pompa dinaikkan. Nilai *Head loss* terkecil didapatkan pada debit terendah dan nilai *Head loss* terbesar didapatkan pada debit terbesar. Dari gambar tersebut juga terlihat bahwa *impeller* dengan nilai β_1 10° mempunyai nilai *Head loss* terbesar dan *impeller* dengan β_1 30° mempunyai nilai *Head loss* terkecil. Maka dari itu dapat disimpulkan bahwa semakin kecil nilai β_1 suatu *impeller*, maka semakin besar pula *Head loss* yang dihasilkan.

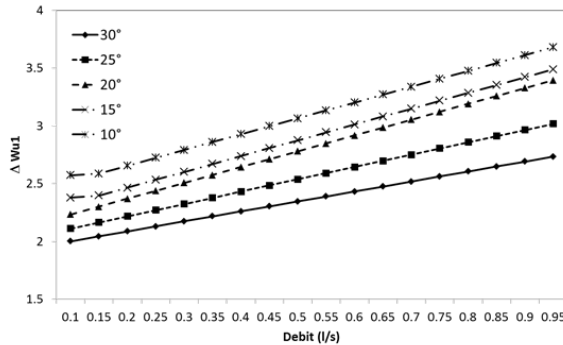
Setelah didapat nilai *Head loss* dari masing-masing *impeller*, maka dapat diketahui pula nilai $H_{t\infty}$ suatu pompa setelah mengalami kerugian sirkulasi pada *inlet impeller*, yaitu H_t . Nilai H_t dapat dicari menggunakan rumus $H_t = H_{t\infty} - H_{l_{inlet\ cir}}$, dimana $H_{t\infty}$ adalah *Head* teoritis dengan jumlah sudu tak hingga dan $H_{l_{inlet\ cir}}$ adalah *Head loss* akibat sirkulasi pada *inlet impeller*. Hasil yang didapat dari perhitungan rumus tersebut kemudian ditampilkan dalam bentuk grafik untuk masing-masing *impeller* seperti pada gambar 4.17 di bawah :



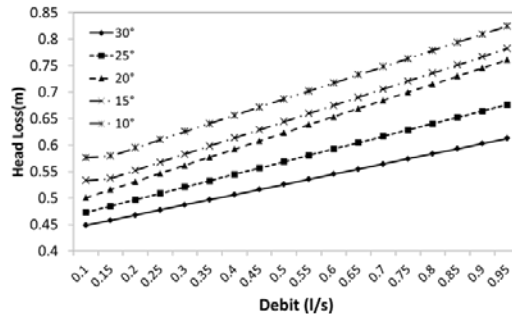
Gambar 4.17 Grafik *Head* teoritis dengan kecepatan putaran variasi β_1

Berdasarkan nilai *Head* teoritis (H_t) pada gambar 4.17, dapat dilihat bahwa nilai *Head* yang terbentuk adalah naik ketika kecepatan putaran pompa dinaikkan. Selain itu dapat dilihat pula *Head* yang dihasilkan masing-masing *impeller* mempunyai besar yang berbeda-beda. Nilai H_t terbesar dimiliki oleh *impeller* dengan nilai β_1 30° dan nilai H_t terkecil dimiliki oleh *impeller* dengan nilai β_1 10° . Urutan nilai H_t dengan variasi nilai β_1 dari yang terbesar sampai yang terkecil yaitu 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° . Maka dari itu dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai sudut masuk suatu *impeller*, maka semakin besar pula nilai *Head* teoritis yang didapat.

Dengan cara yang sama, dapat dibuat grafik dengan fungsi Debit seperti pada gambar 4.18, dan 4.20 berikut :



Gambar 4.18 Grafik ΔW_{u1} dengan debit variasi β_1



Gambar 4.19 Grafik *Head* teoritis dengan debit variasi β_1

Berdasarkan gambar tersebut, dapat dilihat bahwa *trendline* yang terbentuk adalah naik pada ΔW_{u1} dan *Head loss* kemudian naik pada *head* teoritis ketika debit aliran diperbesar. Hal tersebut terjadi karena berdasarkan rumus *slip* pada *inlet* $\Delta W_{u1} = U_1 \left(1 - \varepsilon_1 \frac{\pi}{z} \sin(180 - \beta_1) \right) - Cr_1 \cot \beta_1$. Pada rumus tersebut terdapat fungsi Cr_1 dimana jika debit semakin besar, Cr_1 semakin besar, akibatnya *Head loss* yang terjadi semakin besar. Pada gambar tersebut juga mempunyai urutan nilai *Head* yang dihasilkan sama dengan grafik fungsi kecepatan putaran.

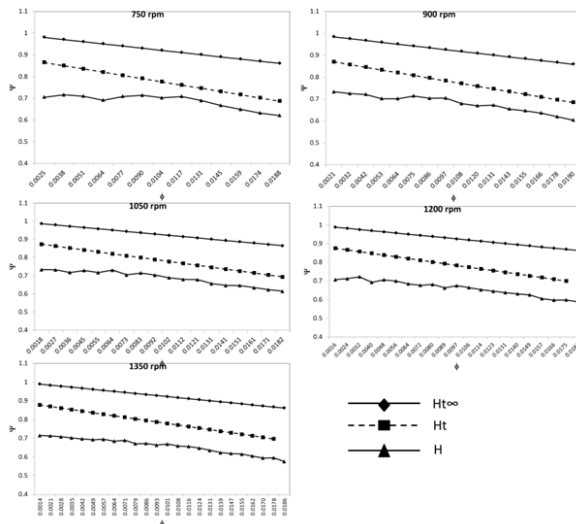


4.4 Perbandingan Hasil Studi

4.4.1 Perbandingan nilai *Head*

4.4.1.1 Perbandingan nilai *Head* dengan variasi debit

Berdasarkan hasil studi, didapat nilai grafik *Head* terhadap debit untuk metode eksperimen, analisis segitiga kecepatan, dan analisis akibat kerugian sirkulasi pada inlet *impeller* untuk *impeller* dengan nilai β_1 sebesar 20° yang ditunjukkan pada gambar 4.20 sebagai berikut :



Gambar 4.20 Grafik perbandingan koefisien *Head* dengan koefisien debit $\beta_1 20^\circ$

Berdasarkan grafik gambar 4.19 terlihat bahwa grafik nilai *Head* untuk *Head* teoritis dengan jumlah sudu tak hingga ($H_{t\infty}$), *Head* teoritis (H_t), dan *Head* aktual hasil eksperimen (H) semakin menurun ketika besar debit pompa ditingkatkan. Dalam grafik tersebut nilai koefisien *Head* terbesar pada nilai koefisien debit terkecil dan nilai koefisien *Head* terkecil didapatkan pada koefisien debit terbesar. Dalam hal ini *trendline* untuk $H_{t\infty}$, H_t ,



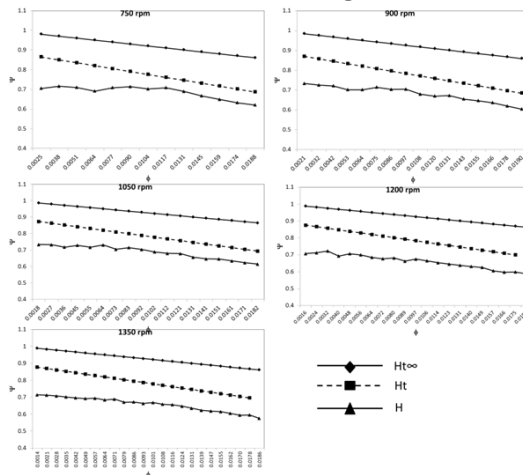
Tugas Akhir Konversi Energi

maupun H sesuai dengan analisis sebelumnya baik melalui eksperimen maupun melalui analisis segitiga kecepatan.

Dari kelima grafik tersebut dapat terlihat bahwa ada perbedaan nilai *Head* yang didapatkan antara $H_{t\infty}$, H_t , dan H . Menurut grafik tersebut nilai *Head* terbesar ada pada $H_{t\infty}$ dan nilai *Head* terkecil ada pada H . Urutan nilai *Head* dari yang terbesar sampai yang terkecil untuk kelima *impeller* tersebut yaitu : $H_{t\infty}$, H_t , H . Hal ini sesuai dengan teori *Head* pada pompa. Nilai $H_{t\infty}$ mempunyai nilai *Head* tertinggi dikarenakan nilai *Head* $H_{t\infty}$ tidak memperhitungkan berbagai macam kerugian yang terjadi pada pompa dan *impeller*, akibatnya nilai *Head* yang dihasilkan merupakan nilai *Head* awal dari pompa sebelum mengalami berbagai macam kerugian. Untuk nilai H_t berada di urutan kedua karena sesungguhnya nilai H_t merupakan nilai *Head* pompa setelah mengalami kerugian sirkulasi pada *impeller*. Seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya, bahwa akibat dari jumlah dan kemiringan sudu pada *impeller* mengakibatkan terjadinya sirkulasi aliran, dimana sirkulasi aliran tersebut menyebabkan kerugian pada pompa. Kemudian untuk nilai H berada di urutan terendah karena nilai H merupakan nilai *Head* aktual yang dihasilkan pompa setelah mengalami berbagai macam kerugian, nilai *Head* tersebutlah yang sebenarnya merupakan indikator kemampuan pompa untuk memindahkan fluida. Selain *trendline* grafik yang menurun dan perbedaan nilai *Head* yang dihasilkan, ada satu hal lagi yang dapat dicermati dari grafik tersebut yaitu bentuk garis grafiknya. Berdasarkan kelima grafik tersebut, grafik untuk $H_{t\infty}$ dan H_t merupakan grafik dengan *trendline* linier, berbeda dengan bentuk grafik dari H yaitu mempunyai *trendline* parabolik derajat 2.



Tugas Akhir Konversi Energi



Gambar 4.21 Grafik perbandingan koefisien *Head* dengan koefisien debit β_1 20°

Berdasarkan grafik gambar 4.21 terlihat bahwa grafik nilai *Head* untuk *Head* teoritis dengan jumlah sudu tak hingga ($H_{t\infty}$), *Head* teoritis (H_t), dan *Head* aktual hasil eksperimen (H) semakin menurun ketika besar debit pompa ditingkatkan. Dalam grafik tersebut nilai koefisien *Head* terbesar pada nilai koefisien debit terkecil dan nilai koefisien *Head* terkecil didapatkan pada koefisien debit terbesar. Dalam hal ini *trendline* untuk $H_{t\infty}$, H_t , maupun H sesuai dengan analisis sebelumnya baik melalui eksperimen maupun melalui analisis segitiga kecepatan.

Dari kelima grafik tersebut dapat terlihat bahwa ada perbedaan nilai *Head* yang didapatkan antara $H_{t\infty}$, H_t , dan H . Menurut grafik tersebut nilai *Head* terbesar ada pada $H_{t\infty}$ dan nilai *Head* terkecil ada pada H . Urutan nilai *Head* dari yang terbesar sampai yang terkecil untuk kelima *impeller* tersebut yaitu : $H_{t\infty}$, H_t , H . Hal ini sesuai dengan teori *Head* pada pompa. Nilai $H_{t\infty}$ mempunyai nilai *Head* tertinggi dikarenakan nilai *Head* $H_{t\infty}$ tidak memperhitungkan berbagai macam kerugian yang terjadi pada pompa dan *impeller*, akibatnya nilai *Head* yang dihasilkan

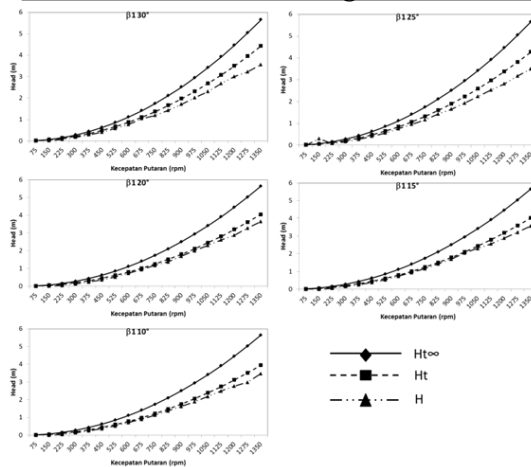


Tugas Akhir Konversi Energi

merupakan nilai *Head* awal dari pompa sebelum mengalami berbagai macam kerugian. Untuk nilai H_t berada di urutan kedua karena sesungguhnya nilai H_t merupakan nilai *Head* pompa setelah mengalami kerugian sirkulasi pada *impeller*. Seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya, bahwa akibat dari jumlah dan kemiringan sudu pada *impeller* mengakibatkan terjadinya sirkulasi aliran, dimana sirkulasi aliran tersebut menyebabkan kerugian pada pompa. Kemudian untuk nilai H berada di urutan terendah karena nilai H merupakan nilai *Head* aktual yang dihasilkan pompa setelah mengalami berbagai macam kerugian, nilai *Head* tersebutlah yang sebenarnya merupakan indikator kemampuan pompa untuk memindahkan fluida. Selain *trendline* grafik yang menurun dan perbedaan nilai *Head* yang dihasilkan, ada satu hal lagi yang dapat dicermati dari grafik tersebut yaitu bentuk garis grafiknya. Berdasarkan kelima grafik tersebut, grafik untuk $H_{t\infty}$ dan H_t merupakan grafik dengan *trendline* linier, berbeda dengan bentuk grafik dari H yaitu mempunyai *trendline* parabolik derajat 2.

4.4.1.2 Perbandingan nilai *Head* dengan variasi kecepatan

Berdasarkan hasil studi, didapatkan grafik nilai *Head* dari metode eksperimen (H), *Head* teoritis dengan jumlah sudu tak hingga ($H_{t\infty}$), dan *Head* akibat kerugian sirkulasi (H_t) pada *impeller* dengan nilai β_1 sebesar 30° , 25° , 20° , 15° , dan 10° ditunjukkan pada gambar 4.22 :



Gambar 4.22 Grafik perbandingan *Head* dengan kecepatan putaran masing-masing *impeller*

Berdasarkan gambar 4.22, dapat dilihat bahwa nilai $H_{t\infty}$, H_t , maupun H akan naik ketika kecepatan putaran pompa dinaikkan. Nilai *Head* terkecil didapatkan pada kecepatan putaran terendah dan nilai *Head* terbesar didapatkan pada kecepatan putaran tertinggi. Dalam hal ini *trendline* yang didapatkan sesuai dengan hasil analisis sebelumnya dimana nilai $H_{t\infty}$, H_t , dan H akan naik saat kecepatan putaran pompa ditingkatkan.

Selain *trendline* yang semakin naik saat kecepatan putaran ditingkatkan, dari grafik tersebut juga dapat dicermati bahwa nilai *Head* tertinggi didapatkan oleh $H_{t\infty}$ dan nilai *Head* terendah didapatkan oleh H . Urutan nilai *Head* dari yang terbesar hingga yang terkecil untuk kelima *impeller* tersebut adalah $H_{t\infty}$, H_t , H . Urutan nilai *Head* tersebut sama dengan hasil analisis perbandingan hasil *Head* dengan variasi debit aliran.

$H_{t\infty}$ mempunyai nilai *Head* tertinggi dikarenakan nilai *Head* dari $H_{t\infty}$ adalah *Head* dari pompa tanpa memperhitungkan berbagai macam kerugian di pompa, sehingga nilai *Head* yang dihasilkan merupakan nilai *Head* murni dari pompa. Nilai *Head*

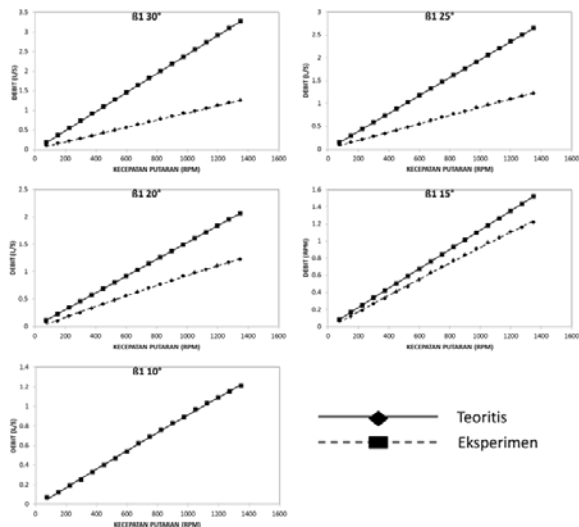


Tugas Akhir Konversi Energi

H_t berada di bawah $H_{t\infty}$ dikarenakan nilai H_t merupakan nilai *Head* dari pompa setelah mengalami kerugian sirkulasi, seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya bahwa akibat jumlah sudu terbatas dan geometri sudu pada *impeller* menyebabkan adanya sirkulasi aliran pada *impeller*, dimana sirkulasi tersebut menyebabkan nilai *Head* yang dihasilkan pompa menurun. Nilai *Head* H mempunyai nilai terendah dikarenakan sesungguhnya nilai H tersebut merupakan nilai *Head* aktual yang dihasilkan pompa setelah mengalami berbagai macam kerugian di pompa, oleh karena itu nilai H tersebut merupakan indikator besarnya *Head* yang dimiliki pompa untuk memindahkan suatu fluida.

4.4.2 Perbandingan nilai debit maksimum

Berdasarkan hasil studi, didapat nilai grafik debit terhadap kecepatan putaran untuk metode eksperimen dengan metode analisis segitiga kecepatan yang ditunjukkan pada gambar 4.23 sebagai berikut :



Gambar 4.23 Grafik perbandingan debit dengan kecepatan putaran masing-masing *impeller*



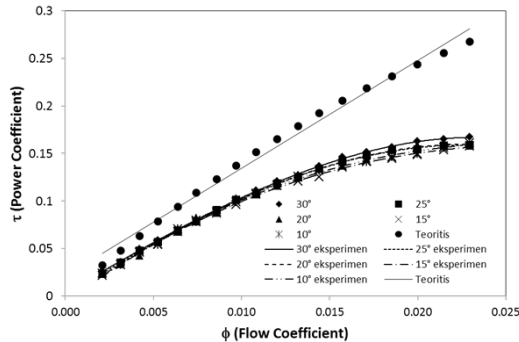
Tugas Akhir Konversi Energi

Gambar 4.23 adalah grafik perbandingan antara hasil eksperimen dengan hasil metode segitiga kecepatan untuk masing-masing *impeller* uji. Berdasarkan grafik tersebut, terlihat bahwa *trendline* untuk masing-masing grafik adalah sama, baik untuk metode eksperimen, maupun metode segitiga kecepatan. Namun, ada sedikit perbedaan nilai debit antara kedua metode tersebut, dimana terlihat bahwa nilai debit untuk metode analisis segitiga kecepatan mempunyai nilai yang lebih tinggi daripada metode eksperimen. Pada metode eksperimen, nilai rentang debit untuk *impeller* dengan nilai β_1 30°, 25°, 20°, 15°, dan 10° masing-masing adalah 0,1-1,25 l/s, 0,1-1,22 l/s, 0,08-1,22 l/s, 0,08-1,22 l/s, dan 0,07-1,21 l/s. Sedangkan rentang nilai debit untuk metode analisis segitiga kecepatan masing-masing adalah 0,18-3,27 l/s, 0,14-2,64 l/s, 0,11-2,06 l/s, 0,08-1,52 l/s, dan 0,05-1 l/s.

Terdapat perbedaan antara nilai debit antara metode eksperimen dengan metode analisis segitiga kecepatan karena pada metode analisis segitiga kecepatan tidak memperhitungkan nilai kerugian akibat sirkulasi di antara sudu-sudu *impeller* dan kerugian hidraulis.

4.4.3 Perbandingan nilai daya hidraulis

Berdasarkan Berdasarkan hasil studi untuk 5 buah *impeller* dengan nilai β_1 masing-masing yaitu 30°, 25°, 20°, 15°, dan 10°, didapatkan nilai daya hidraulis hasil eksperimen dan analisis perhitungan teoritis. Kemudian Hasil perbandingan tersebut ditampilkan dalam bentuk grafik antara koefisien daya hidraulis dengan koefisien debit. Contoh perbandingan nilai koefisien daya hidraulis dengan koefisien debit untuk kecepatan putaran 1050 rpm ditunjukkan pada gambar 4.24 :



Gambar 4.24 Grafik perbandingan daya hidraulis dengan koefisien debit

Berdasarkan gambar 4.24, terlihat grafik tersebut memiliki *trendline* naik, dimana nilai koefisien daya hidraulis akan naik ketika koefisien debit dinaikkan. Hal tersebut sesuai dengan perumusan daya hidraulis yaitu $P_h = \gamma QH$; dimana γ adalah berat spesifik fluida, Q adalah debit fluida, dan H adalah *Head* yang dihasilkan pompa pada debit tersebut. Berdasarkan rumus tersebut dapat diketahui jika nilai Q bertambah, nilai daya hidraulis akan naik pula.

Selain *trendline* yang naik, dari grafik tersebut juga terlihat bahwa terjadi perbedaan jelas antara daya teoritis hasil eksperimen dengan hasil perhitungan teoritis. Nilai daya teoritis hasil perhitungan teoritis mempunyai nilai lebih besar daripada hasil eksperimen. Hal tersebut sesuai dengan teori karena pada daya hidraulis hasil perhitungan menggunakan *Head* teoritis dengan jumlah sudu tak hingga ($H_{t\infty}$), sedangkan daya hidraulis hasil eksperimen menggunakan *Head* aktual. Seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya, $H_{t\infty}$ merupakan nilai *Head* tanpa memperhitungkan berbagai kerugian yang terjadi di pompa dan *impeller*, sedangkan *Head* aktual merupakan *Head* setelah mengalami berbagai macam kerugian di pompa dan *impeller*. Maka dari nilai $H_{t\infty}$ lebih besar dari H , akibatnya nilai daya hidraulis teoritis lebih besar daripada daya hidraulis eksperimen.



BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan eksperimen dan hasil perhitungan teoritis, maka dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut :

1. Perubahan besar sudut masuk (β_1) suatu *impeller*, maka akan mengubah nilai *Head* aktual dan debit aktual pompa tersebut. Hal ini terjadi karena dengan merubah β_1 *impeller* komponen segitiga kecepatan *inlet* seperti C_1 dan W_1 ikut berubah.
2. Berdasarkan pengujian, didapat bahwa *impeller* dengan β_1 30° mempunyai nilai *Head* debit, dan daya hidraulis paling tinggi, sedangkan *impeller* dengan β_1 10° memiliki nilai *Head* , debit, dan daya hidraulis paling rendah. Dapat disimpulkan semakin besar β_1 semakin besar pula *Head*, debit, dan daya hidraulis yang dihasilkan. Memperbesar nilai β_1 dapat memperbesar nilai *Head*, debit, daya hidraulis hingga 11%, 3.3%, dan 6.3%. Sedangkan untuk efisiensi, semakin besar β_1 semakin kecil efisiensi yang dihasilkan. *Impeller* dengan β_1 10° mempunyai efisiensi tertinggi, dan β_1 mempunyai efisiensi terendah. Penurunan nilai efisiensi dapat terjadi hingga 20%.
3. Meskipun secara teoritis perubahan nilai β_1 pada *impeller* tidak mempengaruhi besar *Head* yang dihasilkan pompa, tetapi secara eksperimen terjadi perbedaan nilai *Head* yang dihasilkan diakibatkan oleh berbagai macam faktor, salah satunya adalah kerugian sirkulasi.



5.2 Saran

Berdasarkan Berdasarkan hasil penelitian, maka dapat diberikan beberapa saran sebagai berikut :

1. Untuk pengambilan data dengan putaran diatas 1050 rpm, agar pengulangan pengambilan data lebih dari 3 kali, karena pada putaran tinggi, fluktuasi data cukup besar.
2. Sensor-sensor pada sistem pompa agar dikalibrasi supaya menjaga tingkat keakuratan data tetap tinggi.



DAFTAR PUSTAKA

- Acosta, A.J. and Bowerman R.D. 1957. “*An Experimental Study of Centrifugal Pump Impeller*”. Transaction of the ASME.
- Fox, Robert W. Mc Donald, and Alan T. 1998. “*Introduction to Fluid Mechanics*”, Fifth Edition. Purdue University, New York : John Wiley and Sons.
- Khetagurov, M. 1965. “*Marine Auxilary Machinery and System*”. Peace Publisher, Moscow.
- Lazarkiewicz, S. and Troskolanski, A. 1965. “*Impeller Pumps*”. Pergamon Press Ltd, New York.
- Luo, X, et al. 2008. “*Impeller Inlet Geometry Effect on Performance Improvement for Centrifugal Pump*”. Tsinghua University, China.
- Manivannan, A. 2010. “*Computational Fluid Dynamic Analysis of a Mixed Flow Pump Impeller*”. PSG College of Technology Coimbatore, India.
- Naggar, Mohammed. 2013. “*A One-Dimensional Flow Analysis for the Prediction of Centrifugal Pump Performance Characteristic*”. Mansoura University, Mesir.
- Sanda, B, and C.V. Daniela. 2012. “*The Influence of the Inlet Angle Over the Radial Impeller Geometry Design Approach with Ansys*”. University of Bucharest, Rumania.
- Wicaksono, Alif Arif. 2014. “*Studi Pengaruh Trimming Backward Impeller Backward Single Curvature 6 Sudu Terhadap Karakteristik Kerja Pompa Sentrifugal FM 50*”. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
-



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Gerald Faisal Ramadhan Lubis lahir di Jakarta pada tanggal 18 Maret 1993. Anak kedua dari tiga bersaudara. Riwayat pendidikan penulis dimulai di TK Kharisma Cilegon (1997-1999), SD Mardi Yuana Cilegon (1999-2005), SMPN 109 Jakarta (2005-2008), SMA Labschool Jakarta (2008-2011), dan dilanjutkan di Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh

Nopember.

Di Jurusan Teknik Mesin ini Penulis mengambil Bidang Studi Konversi Energi. Selama menempuh pendidikan di bangku kuliah, penulis banyak mengikuti kegiatan organisasi di dalam kampus. Penulis pernah menjabat sebagai ketua divisi *membership* di Society of Petroleum Engineer Student Chapter ITS dan menjadi asisten laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida Teknik Mesin ITS.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)